Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных *и* комбинированных установок

Издательство МГТУ
имени Н.Э. Баумана

Теплообменные аппараты и системы охлаждения
газотурбинных и комбинированных установок

Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок

Под редакцией академика РАН
А.И. Леонтьева

Издание второе, стереотипное

Допущено Министерством образования
Российской Федерации
в качестве учебника для студентов
высших учебных заведений,
обучающихся по направлению подготовки
дипломированных специалистов
«Энергомашиностроение»

Москва
Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана
2004

УДК 621.4-536.27
ББК 31.36
Т34

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Г.А. Дрейцер,
д-р техн. наук, проф. А.Д. Трухний

Авторы: В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев,
Э.А. Манушин, М.И. Осипов

Т34 **Теплообменные** аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов / В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов; Под ред. А.И. Леонтьева. – 2-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 592 с.: ил.

ISBN 5 - 7038 - 2138 - X

Изложены основы расчета и проектирования теплообменных аппаратов и систем охлаждения газовых турбин как элементов газотурбинного комплекса, все агрегаты которого влияют друг на друга, и их параметры взаимосвязаны.

Содержание учебника соответствует курсу лекций, читаемому авторами в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов высших учебных заведений энергомашиностроительных специальностей. Может быть полезен аспирантам, инженерам и научным работникам.

УДК 621.4-536.27
ББК 31.36

Издание учебника осуществлено при финансовой поддержке ФГУП ММПП «Салют»

ISBN 5 - 7038 - 2138 - X

Столетию со дня рождения В.В. Уварова — основателя кафедры газовых турбин МГТУ им. Н.Э. Баумана и пятидесятилетию со дня основания кафедры посвящается

ПРЕДИСЛОВИЕ

Газотурбинные двигатели и газотурбинные установки прошли за короткое время интенсивный путь развития и получают все большее распространение в различных отраслях народного хозяйства и военных технологиях — в авиации, наземном и водном транспорте, на электростанциях, работающих на органическом и ядерном топливе, в энергоустановках с альтернативными источниками энергии, в энерготехнологических и энергоутилизационных установках различного назначения. Газотурбинные установки являются также основным приводным устройством газокомпрессорных станций магистральных газопроводов.

Высокая экономичность и хорошая приспособляемость к различного рода нагрузкам, компактность и надежность в эксплуатации обеспечили возможность использования газотурбинных установок совместно с другими энергетическими установками. Комбинированным парогазовым установкам предстоит сыграть доминирующую роль в электротеплоэнергетике XXI в., особенно при реконструкции вырабатывающих свой ресурс паротурбинных теплоэлектростанций.

КПД газотурбинных установок составляет 40 %, а КПД парогазовых установок превышает 55 %. Тем не менее резервы дальнейшего совершенствования газотурбинных установок (в отличие от многих других тепловых двигателей) еще далеко не исчерпаны. Основными путями такого совершенствования являются: повышение температуры газа перед турбиной, усложнение термодинамического цикла введением промежуточного охлаждения при сжатии и промежуточного подогрева при расширении, а также глубокой утилизации теплоты уходящих газов. Эти способы опираются на использование эффективной системы тепловой защиты элементов горячего тракта и высокоэффективных теплообменных аппаратов.

Работа системы охлаждения высокотемпературной газовой турбины и теплообменной аппаратуры связана с затратами энергии на их функционирование. Поэтому важно спроектировать эти устройства таким образом, чтобы затраты энергии не “свели на нет” эффект от их введения. Этого можно достичь лишь при рассмотрении данных устройств как элементов всего газотурбинного комплекса, в котором все агрегаты взаимно влияют друг на друга. Такой подход лежит в основе конструкторско-исследовательского направления в обучении студентов МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Основу учебника составляют материалы читаемого авторами курса лекций по теплообменным аппаратам и системам охлаждения, введенного в программу подготовки студентов газотурбинной специальности в МГТУ им. Н.Э. Баумана более 35 лет назад, сначала как единый курс, а позднее — в виде двух самостоятельных дисциплин, имеющих общие научные основы. Соответственно и настоящий учебник состоит из двух частей. Первая включает вопросы теории, расчета и проектирования теплообменных аппаратов газотурбинных и комбинированных установок, а вторая посвящена рассмотрению систем охлаждения высокотемпературных газовых турбин.

Введение к учебнику написано А.И. Леонтьевым и В.Л. Ивановым, автор раздела I учебника — В.Л. Иванов, авторы раздела II — Э.А. Манушин и М.И. Осипов, глава 10 написана Ю.С. Елисеевым.

Условные обозначения и сокращения

a — скорость звука, м/с

a — температуропроводность, м^2/с

b — ширина, м; хорда профиля лопатки, м

$\mathrm{Bi} = \alpha l/\lambda_{\text{с}}$ — число Био

c — абсолютная скорость, м/с

c_p — удельная массовая теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К)

c_v — удельная массовая теплоемкость при постоянном объеме, Дж/(кг·К)

d — диаметр, м

E — энергия, Дж; модуль упругости, МПа; энергетический коэффициент

$E_{\text{к}}$ — кинетическая энергия, Дж

$E_{\text{п}}$ — потенциальная энергия, Дж

$\mathrm{Eu} = \Delta p/\rho c^2$ — число Эйлера

F — площадь, м^2

G — массовый расход, кг/с

G_v — объемный расход, м^3/с

$\mathrm{Gr} = gl^3\rho\Delta T/\nu^2$ — число Грасгофа

g — гравитационное ускорение, м/с^2; относительный расход

H — энтальпия, Дж; теплоперепад, Дж/кг

h — высота, м

j — центростремительное ускорение, м/с^2

K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К)

k — запас прочности

k_v — коэффициент компактности поверхности теплообмена, м$^{-1}$

L — работа, Дж

l — длина, м; масштаб турбулентности

М — число Маха

m — масса, кг; показатель степени

N — мощность, Вт

$\mathrm{Nu} = \alpha l/\lambda$ — число Нуссельта

n — частота вращения, мин$^{-1}$

P — сила, Н

p — давление, МПа

$\mathrm{Pr} = \mu c_p/\lambda$ — число Прандтля

Q — количество теплоты, Дж; тепловой поток, Вт

q — удельный тепловой поток, Вт/м^2

R — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К)

$\mathrm{Re} = cl/\nu$ — число Рейнольдса

r — радиус, м; коэффициент восстановления

s — зазор, м; удельная массовая энергия, Дж/(кг·К)

$St = Nu/RePr = \alpha/c\rho c_p$ — число Стантона

T — температура, К

T_r — температура восстановления, К

T_c — температура стенки (лопатки, корпуса и т.п.); максимально допустимая температура металла, К

t — время, с; шаг (лопаток, гребней в уплотнениях), м

Tu — степень турбулентности потока

U — внутренняя энергия, Дж

u — удельная энергия, Дж/кг; окружная скорость, м/с; среднемассовая скорость, м/с

u_x, u_y, u_z — проекции скорости, м/с

V — объем, $м^3$

v — удельный объем, $м^3/кг$

W — водяной эквивалент, Вт/К

w — скорость, м/с

x, y, z — декартовы координаты

z — число элементов (лопаток, ступеней, гребней в уплотнении)

α — коэффициент теплоотдачи, Вт/($м^2$·К); угол, °

β — температурный коэффициент объемного расширения, 1/К; угол, °

Δ — разность, приращение

δ — толщина, зазор, мм

δ^* — толщина вытеснения

δ^{**} — толщина потери импульса

δ_T^{**}, δ_H^{**} — толщина потери энергии

ε — коэффициент сохранения давления; эффективность теплообменного аппарата

ζ — коэффициент потерь давления; коэффициент

η — коэффициент полезного действия (КПД); эффективность

θ — степень охлаждения; относительная глубина охлаждения

Θ — эффективность газовой завесы

κ — показатель адиабаты

λ — теплопроводность, Вт/(м·К)

μ — динамическая вязкость, Па·с

$\nu = \mu/\rho$ — кинематическая вязкость, $м^2/с$

ξ — коэффициент потерь на трение; коэффициент

ξ, η, ζ — координаты

π — степень повышения (понижения) давления

ρ — плотность, $кг/м^3$

σ — степень нагрева (степень регенерации); коэффициент сохранения полного давления; механическое напряжение, Па

τ — касательное напряжение, Па; степень реактивности ступени турбины

$\psi = T_c/T_г$ — температурный фактор; коэффициент

ω — угловая скорость, рад/с

ВТГР — высокотемпературный газоохлаждаемый реактор
ГТД — газотурбинный двигатель
ГТ и КУ — газотурбинные и комбинированные установки
ГТУ — газотурбинная установка
ЗГТУ — замкнутая газотурбинная установка
КО — концевой охладитель
КВД — компрессор высокого давления
КНД — компрессор низкого давления
КПД — коэффициент полезного действия
ЛА — лопаточный аппарат
МГДГ — магнитогидродинамический генератор
НА — направляющий аппарат
ПО — промежуточный охладитель
Р — регенератор
РК — рабочее колесо
РЛ — рабочая лопатка
СА — сопловой аппарат
СЛ — сопловая лопатка
СО — система охлаждения
ТА — теплообменный аппарат
ТВД — турбина высокого давления
ТНД — турбина низкого давления

ВТИ — Всесоюзный теплотехнический институт
АО ЛМЗ - Акционерное общество “Ленинградский металлический завод” (ранее ЛМЗ)
КАИ — Казанский авиационный институт им. А.Н. Туполева ныне КГТУ — Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева
НМЗ — Невский машиностроительный завод(ранее НЗЛ — Невский завод им. В.И. Ленина)
НПО НАМИ — Научно-производственное объединение “Центральный научно-исследовательский автомобильный и тракторный институт” (ранее НАМИ)
ЦИАМ — Центральный институт авиационного моторостроения
ЦКТИ — Центральный котлотурбинный институт им. И.И. Ползунова (ныне Научно-производственное объединение “Центральный котлотурбинный институт им. И.И. Ползунова”)
ИТТФ — Институт технической теплофизики Академии наук Украины
ХТГЗ — Харьковский турбогенераторный завод (ныне ХТЗ — Харьковский турбинный завод)
ХТУ — Харьковский технический университет (ранее ХПИ — Харьковский политехнический институт)

ВВЕДЕНИЕ

Газотурбинные двигатели (ГТД) и газотурбинные установки (ГТУ) — одни из лучших преобразователей тепловой энергии в механическую.

Первый патент (Д. Барбера) на газотурбинную установку датирован 1791 г., описание принципов работы газовой турбины относится к еще более раннему периоду, реальная же история развития газовой турбины достаточно коротка. При этом получившее развитие газотурбостроение было сопряжено с реализацией ГТУ по циклу с подводом теплоты при постоянном давлении ($p = \text{const}$), со сжатием воздуха в компрессоре, нагревом в камере сгорания и расширением продуктов сгорания в турбине. Практическая реализация ГТУ такого цикла относится к 1920-м годам, когда поршневой двигатель внутреннего сгорания и паровая турбина достигли высокой степени совершенства, став практически доминирующими преобразователями тепловой энергии в механическую. К этому времени относятся также разработки ГТУ, работающей по циклу периодического сгорания.

В 1925 г. профессор Харьковского политехнического института (ХПИ) В.М. Маковский в работе “Опыт исследования турбины внутреннего сгорания при постоянном давлении сгорания” высказал мнение, что многотактный процесс органически не свойствен роторному двигателю и что следует искать пути создания эффективной ГТУ, которая работала бы с непрерывным процессом сгорания при постоянном давлении. Практические работы в этом направлении были начаты в 1926 г., когда профессор МВТУ Н.Р. Бриллинг организовал первую в стране лабораторию по исследованию газовых турбин. Первоначально лаборатория располагалась в НАМИ, а в 1928 г. была переведена в МВТУ. С 1931 г. работы над газовой турбиной были продолжены в объединенной лаборатории МВТУ — ВТИ под руководством профессора МВТУ В.В. Уварова. В 1930 г. лабораторию по исследованию газовых турбин в ХПИ организовал В.М. Маковский.

Оба коллектива направили усилия на разработку ГТУ цикла $p = \text{const}$. Низкие КПД турбины и компрессора, свойственные лопаточным машинам того времени, предопределили выбор высокой температуры газа для создания ГТУ приемлемой экономичности. Поэтому определяющей стала работа по разработке и исследованию высокотемпературной газовой турбины. С этого времени разработка и исследование систем охлаждения турбины сопровождают все этапы развития ГТУ.

Технологические возможности тех лет определяли конструкцию и способ изготовления охлаждаемой лопатки: каналы охлаждения выполнялись сверлением. Это обстоятельство, а также опыт охлаждения водой различных устройств определили выбор жидкостной (водяной) системы охлаждения лопаток. Такие же направления характерны для исследований ученых других стран. Таковыми, например, явились разработки высокотемпературной турбины профессором Э. Шмидтом в Германии. Три варианта водяной системы охлаждения представлены на рис. В.1. В турбине Маковского лопатки приварены к ободу диска. Вода подается по каналу *1* к кольцевой полости *2* на периферии диска, куда имеют выходы каналы *3* охлаждения в лопатках. Движение воды в тупиковых каналах охлаждения происходит за счет естественной конвекции в интенсивном (более $10000\,g$) поле инерционных сил. Теплота охлаждения из каналов переносится в полость *2* и воспринимается циркулирующей через нее водой,

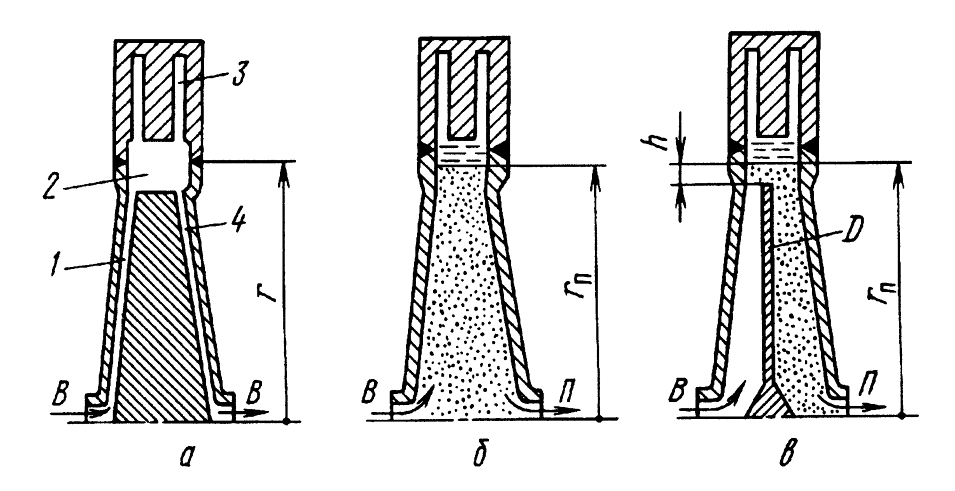


Рис. В.1. Водяная система охлаждения:
а – турбина Маковского; *б* – турбина Шмидта; *в* – турбина Уварова; *1* – канал подвода воды; *2* – кольцевая полость (коллектор); *3* – каналы охлаждения в лопатках; *4* – канал отвода воды; r – радиус присоединения лопаток к ротору; $r_п$ – радиус свободной поверхности жидкости; D – регулирующий диск; h – радиальный зазор между периферией диска и зеркалом жидкости; В – ввод и вывод воды; П – вывод пара

которая затем по каналу *4* выводится из ротора. Давление воды по радиусу диска изменяется по закону параболы и на радиусе r присоединения лопаток к ротору может превысить 20 МПа, что создает большие трудности, связанные с уплотнением тракта жидкости.

В турбине Шмидта давление на радиусе $r_{\text{п}}$ практически определяется давлением пара в полости ротора. Кроме того, циркуляционный расход воды существенно меньше, поскольку процесс тепловосприятия сопровождается парообразованием. Однако в роторе трудно удержать стабильный радиус свободной поверхности жидкости, что предопределило неудачи с такой системой охлаждения.

В турбине Уварова также использована водоиспарительная система охлаждения, но в ней радиус $r_{\text{п}}$ свободной поверхности жидкости поддерживается автоматически (система саморегулируема). Ключевым элементом является регулирующий диск D. При стабильном режиме между диском и свободной поверхностью жидкости устанавливается радиальный зазор h, а внутри ротора — определенное давление пара, зависящее от этого зазора. При этом система "подающий насос — гидравлический тракт ротора" работает на соответствующей режимной точке гидравлической характеристики. При увеличении зазора h, вследствие увеличения теплового потока или меньшей подачи воды, сопротивление гидравлического тракта уменьшается и, согласно характеристике, насос увеличивает подачу воды, а при уменьшении зазора происходит уменьшение подачи воды до восстановления размера зазора. Экспериментальные исследования турбины с водоиспарительной системой охлаждения показали возможность работы турбины при температуре газа выше 1650 ... 1750 K.

Исследования турбин с жидкостными системами охлаждения сопровождались изучением закономерностей теплообмена на внешней поверхности лопаток и в каналах охлаждения, а также гидравлических характеристик охлаждающего тракта и послужили основой для последующих исследований и разработок различных систем охлаждения, эффективных конструкций охлаждаемых лопаток и технологии их изготовления. Однако этот процесс оказался достаточно длительным, и лишь почти через 40 лет были созданы серийные конструкции турбин, работающих при высоких температурах газа.

Наиболее быстрыми темпами шло развитие высокотемпературных турбин ГТД для отраслей оборонной промышленности, в частности авиационных ГТД. Однако, по понятным причинам, распространение этого опыта на отрасли общегражданского газотурбостроения носило ограниченный характер.

Начиная с середины 1950-х годов комплекс научных работ, направленных на разработку и исследование систем охлаждения лопаток газовых турбин ГТУ большой мощности и большого ресурса, в частности

стационарных ГТУ, сосредоточивается в лабораториях турбостроительных кафедр вузов под руководством ведущих ученых Г.С. Жирицкого, И.И. Кириллова, Я.И. Шнее, В.В. Уварова и других. Результаты исследований, выполненных коллективами МВТУ им. Н.Э. Баумана и КАИ, явились базой для публикации в 1971 г. под редакцией В.Л. Иванова и В.И. Локая книги "Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины", в которой, по существу, впервые в отечественной открытой литературе был представлен материал по расчету и проектированию систем охлаждения высокотемпературных газовых турбин. В книге были изложены результаты оригинальных исследований, выполненных в КАИ и МВТУ им. Н.Э. Баумана, а также обобщены результаты некоторых других работ. Эта публикация оказалась полезной не только значимостью содержащегося в ней материала, но и тем, что она проложила путь к открытым публикациям результатов многих других исследований, выполненных в НИИ, КБ и на заводах.

В 1933 г. Г.И. Зотиков опубликовал работу "Проблемы турбин внутреннего сгорания. Турбина равного давления", в которой он, не отрицая полезности цикла Брайтона и высоких температур газа, но видя практические трудности реализации этого направления, предлагает схему ГТУ более сложного термодинамического цикла с промежуточным охлаждением при сжатии, промежуточным сгоранием при расширении и регенерацией теплоты уходящих газов. В пределе при бесконечно большом числе промежуточных охлаждений и подогревов цикл превращается в регенеративный, с изотермическим сжатием и изотермическим расширением. Если ввести стопроцентную регенерацию, то КПД такого цикла достигнет КПД цикла Карно. Работа Г.И. Зотикова показала, что приемлемые КПД ГТУ могут быть достигнуты при температурах газа, не требующих охлаждения лопаток, но это происходит путем введения в состав ГТУ охладителей, подогревателей или промежуточных камер сгорания, а также регенератора.

Позднее В.В. Уваров в работе "К созданию газотурбинных установок большой мощности" (1959 г.) предложил и теоретически обосновал безрегенеративный изотермно-адиабатный цикл, позволяющий даже при умеренной температуре перед турбиной (лопатка неохлаждаемая) достичь высоких КПД и удельной мощности (реализация ГТУ сверхвысокой мощности). Но такая ГТУ должна иметь развитую систему промежуточного охлаждения при сжатии и промежуточного подогрева при расширении.

Таким образом, с самого начала практических работ по созданию ГТУ с непрерывным процессом сгорания ключевыми являются работы по созданию теплообменных аппаратов и систем охлаждения, работы, сопутствующие друг другу и дополняющие друг друга. Благодаря этому достигается высокий уровень экономичности современных ГТУ, иллюстрируемый приведенными в табл. В.1 примерами стационарных ГТУ.

Таблица В.1. **Стационарные ГТУ**

Год	Марка ГТУ	Температура перед турбиной, К	КПД, %	Цикл
1997	НК-38 СТ	1506	38	Простой Брайтона
1964	ГТУ-200-750 (проект ХТГЗ—МВТУ)	1023	40	Изотермно-адиабатный (четыре промохлаждения при сжатии и три промподогрева при расширении)

На основе современных газотурбинных и паротурбинных установок создаются парогазовые установки (ПГУ) с КПД 50 ... 55 %, используемые для комбинированного производства электрической и тепловой энергии.

Важнейшая роль в ПГУ любой схемы отводится теплообменным аппаратам, посредством которых реализуется тепловая схема. Пример принципиальной схемы ПГУ так называемого контактного типа приведен на рис. В.2. Турбина работает на смеси пара и газа. После турбины смесь сначала охлаждается в утилизационном парогенераторе *7*, а затем в конденсаторе *8* смесительного типа при контакте с холодной водой. При этом происходит полная конденсация водяного пара из парогазовой смеси. Образовавшийся конденсат температурой 320 ... 340 К отводится в накопитель *9*. После этого поток конденсата разделяется на два потока: один направляется в парогенератор (если в схему включен воздухоохладитель *2*, то конденсат сначала нагревается в нем), второй поток, расход которого в 3–4 раза больше расхода смеси пара и газа, проходит через охладитель конденсата *12* и, достигнув температуры 290 ... 300 К, подается вновь в конденсатор. Унос влаги с уходящими газами при эффективном конденсаторе не превышает количества водяного пара, образующегося в результате процесса сгорания углеводородного топлива. После парогенератора часть пара (1 ... 2 % от расхода воздуха через компрессор) вводится в зону горения для подавления процесса образования оксидов азота, а остальной пар — за зоной горения. Часть пара целесообразно использовать на охлаждение турбины, вытесняя полностью или частично воздушное охлаждение (на рис. В.2 показано пунктиром). Рассмотренная схема содержит все элементы современной ГТУ: высокотемпературную охлаждаемую турбину, промежуточный воздухоохладитель, утилизационный теплообменник, дополненные элементом комбинированной установки — конденсатором. Подобная схема реализована, например, в ГТУ при создании газокомпрессорной станции магистрального газопровода в НПО “Машпроект”.

Надежная теория и методы расчета турбомашин, систем охлаждения, теплообменных аппаратов, приемлемые рабочие характеристики, а

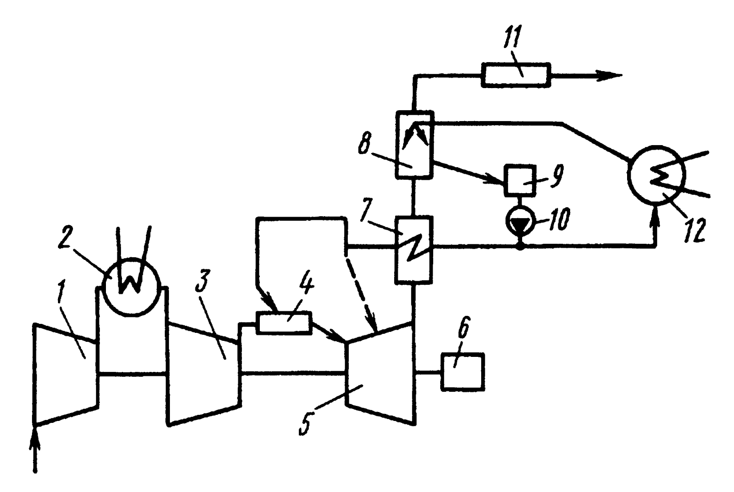


Рис. В.2. Схема ПГУ контактного типа:
1 – компрессор низкого давления; *2* – промежуточный воздухоохладитель; *3* – компрессор высокого давления; *4* – камера сгорания; *5* – турбина; *6* – электрогенератор; *7* – парогенератор; *8* – конденсатор смесительного типа; *9* – накопитель конденсата; *10* – циркуляционный насос; *11* – глушитель; *12* – охладитель конденсата

также появление в условиях конверсии оборонных отраслей промышленности дополнительных производственных возможностей способствуют созданию новых теплоэнергетических установок, использующих вторичные энергоресурсы или работающих на энергии возобновляемых источников (солнце, ветер и т.д.), а также на энергии, которая часто является "бросовой". Например, перед подачей природного газа из магистрали высокого давления в низконапорную магистраль потребителя необходимо понижать давление газа, что обычно осуществляется с помощью дроссельного устройства; при этом в масштабе магистрального газопровода теряется огромная потенциальная энергия давления газа. На рис. В.3 показана схема утилизационного газотурбинного комплекса, с помощью которого можно использовать потенциальную энергию давления газа и одновременно понизить его давление до необходимого уровня. Понижение давления газа происходит при его расширении в расширительной турбине *4* — турбодетандере, установленном на одном валу с ГТУ *6*; при этом температура газа снижается и может происходить обмерзание оборудования. Для предотвращения этого в магистраль *2* отбора газа встроен утилизационный подогреватель *3*, в котором газ нагревается теплотой продуктов сгорания за ГТУ.

Схема газотурбинной установки, использующей возобновляемый источник энергии, приведена на рис. В.4, *а*. Термодинамический цикл установки в координатах $(T,\ S)$ показан на рис. В.4, *б*.

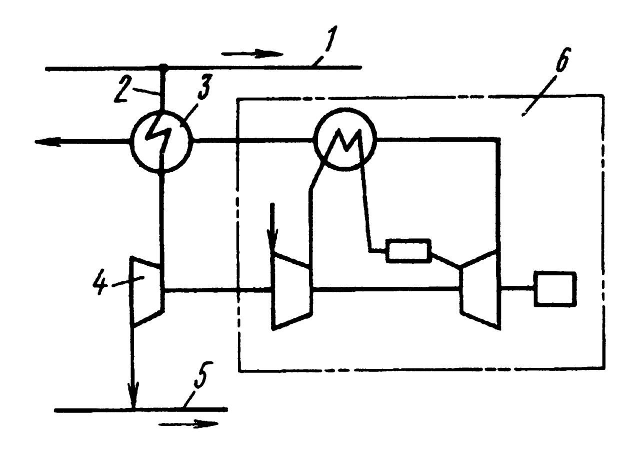


Рис. В.3. Схема утилизационного газотурбинного комплекса:

1 – магистраль газа высокого давления; *2* – магистраль отбора газа; *3* – утилизационный подогреватель газа; *4* – расширительная турбина; *5* – магистраль газа низкого давления; *6* – ГТУ

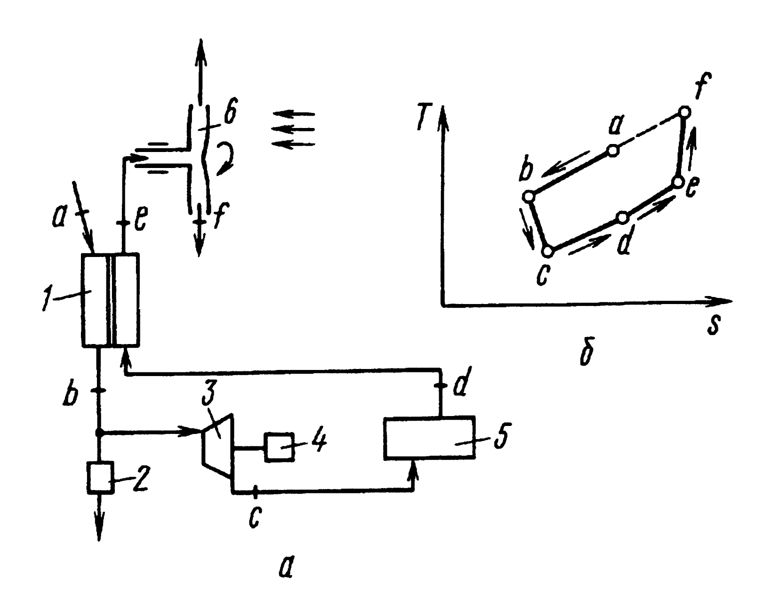


Рис. В.4. Схема ветровакуумной энергохолодильной установки:

а – принципиальная схема; *б* – термодинамический цикл установки; *1* – теплообменник; *2* – конденсатосборник; *3* – воздушная турбина; *4* – электрогенератор; *5* – холодильная камера; *6* – полые лопасти ветротурбины

Буквами a, b, c, d, e, f на рис. В.4, *а* обозначены характерные участки газодинамического тракта, а на рис. В.4, *б* — соответствующие этим участкам термодинамические процессы; направление протекания процессов показано стрелками. Это комбинированная ветровакуумная энергохолодильная установка (ВВЭХУ) для сельского хозяйства, разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Атмосферный воздух засасывается в горячий тракт теплообменника *1*, где охлаждается до температуры ниже точки росы; при этом происходит конденсация паров воды, содержащихся в воздухе, конденсат отводится в конденсатосборник *2*. Охлажденный воздух расширяется в воздушной турбине *3* до давления ниже атмосферного, а его температура становится ниже 0 °С. Мощность турбины используется для привода электрогенератора *4* или других целей. Охлажденный воздух подается в холодильную камеру *5* временного хранения скоропортящейся сельскохозяйственной продукции, где его температура повышается. И наконец, окончательный подогрев воздуха происходит в холодном канале теплообменника за счет теплоты, отводимой от воздуха из горячего канала. После этого воздух подается в полые лопасти ветротурбины *6*, работающие по принципу центробежного компрессора, и давление воздуха восстанавливается до атмосферного. ВВЭХУ при расходе воздуха 0,2 кг/с и создаваемом разрежении 0,03 МПа вырабатывает около 4 кВт мощности на валу турбины, 1 кВт холодильной мощности и дает в течение суток примерно 150 кг конденсата.

Все большую роль играют теплообменные аппараты в перспективных энергетических технологиях, что видно на предложенной М.И. Осиповым (кафедра газовых турбин МГТУ им. Н.Э. Баумана) концептуальной схеме комбинированной (магнитогидродинамической) МГД-электростанции [19] (рис. В.5). Энергоблок состоит из параллельных (в тепловом отношении) многоагрегатной ГТУ открытого типа и МГД-установки замкнутого цикла, рабочим телом последней служит аргон. Для реализации высокоэкономичного теплового цикла в состав каждой установки включены теплообменные аппараты — регенератор теплоты и охладители рабочего тела. Первоисточником энергии является природный газ, сжигаемый только в камерах сгорания ГТУ. При этом основная доля энергии, выделяемой при сжигании газа в камере КГ2, используется для энергоснабжения МГД-установки. Ключевым элементом комбинации является высокотемпературный нагреватель, в котором аргон нагревается до 2200 К, а продукты сгорания, выходящие из КГ2 с температурой 2400 К, охлаждаются до 1200 К на входе в турбину Т2. Такая же температура установлена и перед другими турбинами. Практическая реализуемость схемы базируется на современных достижениях высокотемпературных технологий газотурбостроения и теплообменных аппаратов. Особенно сложной

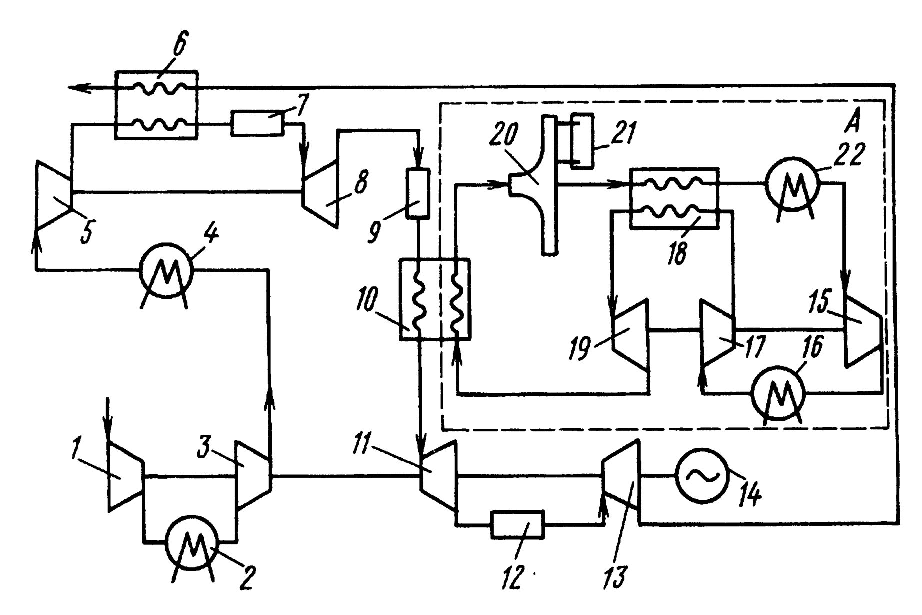


Рис. В.5. Концептуальная схема комбинированной МГД-электростанции:

1 – компрессор низкого давления; *2* – промежуточный воздухоохладитель; *3* – компрессор среднего давления; *4* – промежуточный воздухоохладитель среднего давления; *5* – компрессор высокого давления; *6* и *18* – регенераторы теплоты уходящих газов (рекуперативного типа); *7* – камера сгорания КГ1; *8* – турбина высокого давления; *9* – высокотемпературная камера сгорания КГ2; *10* – высокотемпературный газонагреватель аргона (регенеративного типа); *11* – турбина среднего давления Т2; *12* – камера сгорания низкого давления; *13* – турбина низкого давления; *14* – электрогенератор; *15* – компрессор аргона низкого давления; *16* – промежуточный охладитель аргона; *17* – компрессор аргона высокого даления; *19* – турбина аргона; *20* – МГД-генератор; *21* – шины отвода электроэнергии; *22* – концевой охладитель аргона; А – замкнутый контур МГД-генератора

является задача создания экономически обоснованного малоемкого высокотемпературного нагревателя с большим ресурсом работы и удовлетворительными теплогидравлическими характеристиками.

На рис. В.6 представлена упрощенная схема газотурбинной установки замкнутого цикла (ЗГТУ) космического базирования, использующей энергию солнечного излучения. Целевое назначение установки — бортовой источник электрической энергии для орбитальной станции. Создание такой установки было предусмотрено совместной Российско-Американской программой космических исследований, экспериментальный полномасштабный модуль предполагалось установить на станции "Мир" осенью 1998 г. [27]. В схему установки помимо регенератора теплоты уходящих после турбины газов включены зеркальный концентратор солнечной энергии, приемник-аккумулятор, а также теплообменник-излучатель,

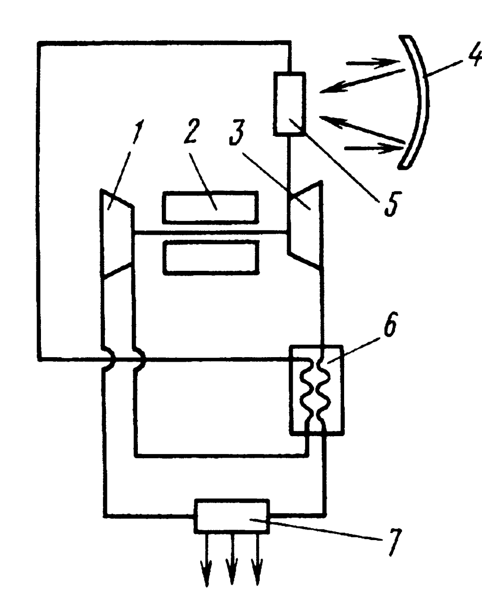


Рис. В.6. Схема газотурбинной установки замкнутого цикла космического базирования, работающей на солнечной энергии:

1 – компрессор; *2* – встроенный электрогенератор; *3* – турбина; *4* – концентратор солнечной энергии; *5* – приемник-аккумулятор; *6* – регенератор теплоты уходящих газов (рекуперативного типа); *7* – теплообменник-излучатель

предназначенный для отвода теплоты от газотурбинного цикла и рассеивания ее в космическом пространстве. Приемник-аккумулятор обеспечивает непрерывную работу установки, в том числе и на затененных участках орбиты. Температура газа перед турбиной 1144 К, рабочее тело замкнутого контура — гелий-ксеноновая смесь.

Многомесячные испытания полнокомплектной модели энергетической установки (ЭУ) в исследовательском центре НАСА в термобарокамере на стенде-имитаторе при многократных пусках-остановах и сменах тепловых нагрузок, изменениях нагрузки и других изменениях параметров показали высокую работоспособность и надежность установки. Но главной проблемой на пути к достижению высокой конкурентоспособности установки остается снижение ее массы более чем в 2 раза, особенно за счет теплообменных устройств. Некоторые характерные показатели газотурбинного модуля приведены в табл. В.2.

Можно полагать, что успехи в создании газотурбинных бортовых электростанций небольшой мощности, использующих энергию Солнца, позволят вернуться к смелым проектам создания внеатмосферных солнечных газотурбинных электростанций с передачей энергии на Землю с помощью луча лазера. Например, на синхронной орбите на высоте 40000 км на платформе монтируется солнечная электростанция мощностью 10 млн кВт, в состав которой входят 40 газотурбинных модулей (каждый из которых имеет приемник солнечной энергии и полный комплект теплообменной аппаратуры), а также система передачи энергии на Землю.

Таблица В.2. **Характеристика узлов космической ЗГТУ мощностью 30 кВт**

Показатель	Современная технология	Перспективная технология
Масса, кг:		
концентратора	1520	365
приемника-аккумулятора	1755	871
газотурбинного блока	792	316
электрогенераторного блока	288	151
других элементов ЗГТУ	376	200
КПД ЗГТУ, %	28	34
Площадь поверхности теплообмена, м^2:		
концентратора, м^2	178	183
излучателя, м^2	128	74
Отношение мощности к массе ЭУ, Вт/кг	5	13

Интенсивные исследования, направленные на совершенствование и расширение сферы применения теплообменных аппаратов, сопровождаются созданием теплообменных устройств, работающих на нетрадиционных принципах или новых эффектах. Одним из таковых является теплообменное устройство, разработанное в МГТУ им. Н.Э. Баумана [10], принцип работы которого базируется на особенностях взаимодействия твердой стенки и вязкого газа в пределах теплового пограничного слоя.

Конвективный теплообмен на поверхности описывается уравнением

$$q = \alpha(T_r - T_{\text{с}}),$$

где α — коэффициент теплоотдачи; T_r — температура восстановления (часто называемая температурой теплоизолированной стенки); $T_{\text{с}}$ — температура стенки.

Температура восстановления T_r с температурой торможения T^* связана зависимостью

$$T_r = T^*\left[1 - (1 - r)\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}\lambda^2\right],$$

где κ — показатель адиабаты; r — коэффициент восстановления; λ — приведенная скорость потока.

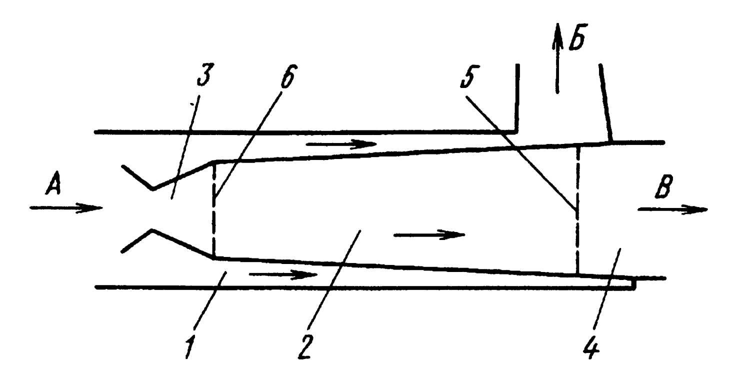


Рис. В.7. Схема устройства для газодинамического энергоразделения потока:

А – ресивер сжатого газа; Б – канал отвода дозвукового потока; В – выход из сверхзвукового канала; *1* – дозвуковой канал; *2* – рабочий участок сверхзвукового канала; *3* – сверхзвуковое сопло; *4* – диффузор; *5* – конец рабочего участка сверхзвукового канала; *6* – начальное сечение сверхзвукового канала

Коэффициент восстановления для пластины и конуса при ламинарном пограничном слое $r = \mathrm{Pr}^{0,5}$, при турбулентном пограничном слое $r = \mathrm{Pr}^{0,333}$. Для иной конфигурации поверхности коэффициент восстановления отличается незначительно (точные данные отсутствуют). Следовательно,

$$\text{при } \mathrm{Pr} = 1 \quad T_r = T^*;$$
$$\text{при } \mathrm{Pr} < 1 \quad T_r < T^*;$$
$$\text{при } \mathrm{Pr} > 1 \quad T_r > T^*.$$

В традиционно используемых теплообменных аппаратах приведенная скорость $\lambda < 0{,}1\ldots0{,}2$ и соответственно $(T^* - T_r) \to 0$. В устройстве (рис. В.7) используется эффект температурной стратификации. Вытекающий из ресивера А поток газа с параметрами p^* и T^* разделяется на дозвуковой и сверхзвуковой потоки, движущиеся по коаксиальным каналам. Тепловой поток через разделяющую их стенку определяется зависимостью

$$q = K(T_{r1} - T_{r2}) = KT^*\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}(1 - r)(\lambda_2^2 - \lambda_1^2).$$

При $\mathrm{Pr} < 1$ сверхзвуковой поток нагревается, а дозвуковой охлаждается; при $\mathrm{Pr} > 1$ имеет место обратная ситуация.

В зависимости от теплофизических свойств теплоносителя и приведенных скоростей, эффект может быть значительным. Например, при $T^* = 350$ К, $\lambda_1 = 0{,}2$; $\lambda_2 = 2$ и турбулентном пограничном слое

для воздуха ($\mathrm{Pr} = 0{,}693$; $r = 0{,}885$)

$$\frac{q}{K} = T_{r1} - T_{r2} = 350 \cdot \frac{1{,}4 - 1}{1{,}4 + 1}(1 - 0{,}885)(2^2 - 0{,}2^2) = 26{,}6\ \text{К};$$

для гелий-ксеноновой смеси ($\Pr = 0{,}2$; $r = 0{,}585$)

$$\frac{q}{K} = T_{r1} - T_{r2} = 350 \cdot \frac{1{,}67 - 1}{1{,}67 + 1}(1 - 0{,}585)(2^2 - 0{,}2^2) = 144{,}4\,\text{K}.$$

Полученный эффект, возможно, создает предпосылки для развития новых теплотехнических технологий и разработки технических объектов, принцип работы которых и область применения — вопрос будущего.

За сравнительно короткий исторический отрезок времени газотурбинные установки прошли путь развития от простых исходных конструкций до сложнейших тепловых установок, в состав которых входят теплообменные устройства различного назначения. Температура газа перед турбиной примерно за 50 лет повысилась более чем на 800 К. Новое перспективное поколение ГТД, заявленное на начало XXI столетия, ориентировано на температуру перед турбиной выше 2200 К, комбинированную выработку энергии и создание экологически чистых высокоэкономичных энергетических устройств. Таким образом, дальнейшее развитие газовых турбин во всех сферах их применения в значительной степени связано с совершенствованием систем охлаждения турбин и повышением эффективности, технологичности и надежности теплообменной аппаратуры, а также с созданием на их базе более совершенных способов использования энергии топлива и возобновляемых источников энергии.

Раздел 1

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК

Глава 1

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ В СОСТАВЕ ГАЗОТУРБИННЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК

1.1. Назначение, использование и классификация теплообменных аппаратов

Теплообменным аппаратом (теплообменником) называется теплотехническое устройство, предназначенное для передачи тепловой энергии от среды с более высокой температурой к среде с более низкой температурой. Рабочие среды, участвующие в передаче теплоты, называются теплоносителями или рабочими телами.

Являясь нагревателем или охладителем рабочей среды, теплообменник в каждой конкретной ГТУ выполняет определенные функции, которые удобнее рассмотреть на конкретных примерах.

На рис. 1.1 представлена схема ГТУ ГТ-50-800 Харьковского турбогенераторного завода. Сжатие воздуха осуществляется в трех

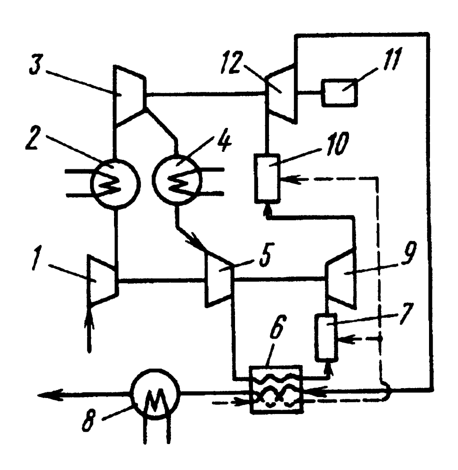


Рис. 1.1. Схема ГТУ ГТ-50-800 ХТГЗ:
1 – компрессор низкого давления; *2* – промежуточный воздухоохладитель низкого давления; *3* – компрессор среднего давления; *4* – промежуточный воздухоохладитель высокого давления; *5* – компрессор высокого давления; *6* – регенератор теплоты уходящих газов; *7* – камера сгорания высокого давления; *8* – утилизационный водонагреватель; *9* – турбина высокого давления; *10* – камера сгорания низкого давления; *11* – электрогенератор; *12* – турбина низкого давления

последовательно работающих компрессорах *1*, *3*, *5*, между которыми встроены промежуточные воздухоохладители *2* и *4*. После компрессора *5* воздух проходит через регенератор *6*, где он нагревается, утилизируя теплоту отработанных газов, покидающих турбину *12* низкого давления. Нагретый воздух проходит в камеру *7* сгорания, куда подается топливо, также предварительно подогретое в регенераторе. Далее в газовом тракте установлены турбина *9* высокого давления, камера *10* промежуточного сгорания и турбина *12* низкого давления. За регенератором может быть установлен утилизационный водонагреватель *8* или теплофикационный парогенератор. Приведенные названия теплообменных аппаратов *2*, *4*, *7* и *8* являются общепринятыми.

На рис. 1.2 дана схема стационарной ЗГТУ. Принципиальное отличие этой схемы от предыдущей заключается в том, что отвод теплоты от цикла происходит через теплообменный аппарат *10* (называемый концевым охладителем), а не путем сброса отработавших газов в атмосферу, как в ГТУ открытого цикла. Необходимо также заметить, что в ЗГТУ регенератор *4*, по существу,

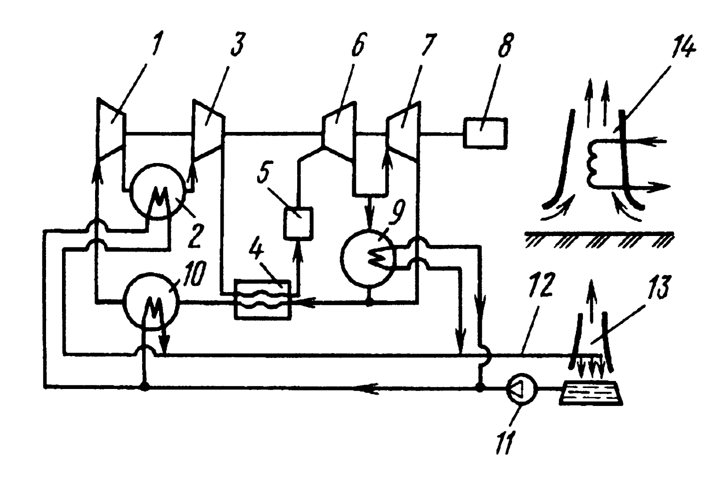


Рис. 1.2. Схема стационарной ЗГТУ:
1 – компрессор низкого давления; *2* – промежуточный охладитель; *3* – компрессор высокого давления; *4* – регенератор теплоты уходящих газов; *5* – высокотемпературный нагреватель; *6* – турбина высокого давления; *7* – турбина низкого давления; *8* – электрогенератор; *9* – теплообменный аппарат аварийного охлаждения; *10* – концевой охладитель; *11* – циркуляционный насос; *12* – контур промежуточного теплоносителя; *13* – градирня; *14* – сухая градирня

должен присутствовать всегда, так как отвод теплоты за турбиной *7* низкого давления нужно осуществлять с помощью теплообменника. Часто в схему ЗГТУ включают теплообменный аппарат *9* аварийного охлаждения, через который байпассируется турбина низкого давления при внезапном аварийном отключении нагрузки и отводится тепловая энергия из замкнутого контура. Отвод теплоты от промежуточного охладителя *2* и концевого охладителя *10* в атмосферу происходит через контур *12* промежуточного теплоносителя. Если промежуточным теплоносителем является вода, то отвод теплоты от контура в атмосферу происходит в градирне *13*, где осуществляется непосредственный контакт воды с атмосферным воздухом. Контур промежуточного теплоносителя может быть и замкнутым, а если промежуточным теплоносителем является газообразная среда, то обязательно замкнутым. В этом случае отвод теплоты происходит через сухую градирню *14*, показанную на рис. 1.2 на отдельном фрагменте. В замкнутый контур ЗГТУ включен высокотемпературный нагреватель *5* с внешним подводом теплоты или высокотемпературный газоохлаждаемый ядерный реактор (ВТГР).

В схемах энергоустановок с периодически действующим источником энергии для накопления тепловой энергии и дальнейшего ее использования в течение периода, когда источник не действует, используют тепловые аккумуляторы. На рис. 1.3 дана схема простейшей гелиоэнергетической ГТУ. Солнечная энергия воспринимается приемником-концентратором *1*, контуром *2* промежуточного теплоносителя передается к высокотемпературному нагревателю *5* и частично к аккумулятору *3*, где происходит ее накопление. В вечерне-ночной период тепловая энергия из аккумулятора подводится к высокотемпературному нагревателю, обеспечивая функционирование энергоустановки в это время суток.

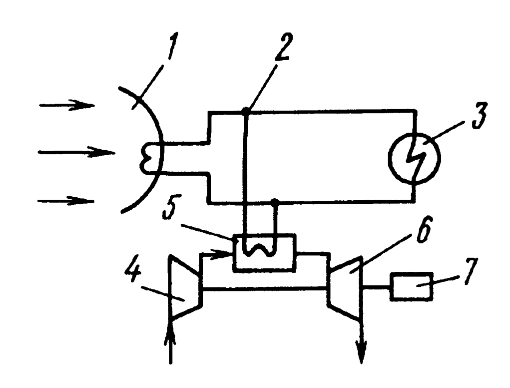


Рис. 1.3. Схема простейшей гелиоэнергетической ГТУ:
1 – приемник-концентратор солнечной энергии; *2* – контур промежуточного теплоносителя; *3* – аккумулятор теплоты; *4* – компрессор; *5* – высокотемпературный нагреватель; *6* – турбина; *7* – электрогенератор

В схемах на рис. 1.1–1.3, а также на рис. В.2–В.6 функциональная роль теплообменных аппаратов сопряжена с реализацией определенного теплового цикла энергоустановки. Такие теплообменные аппараты называются цикловыми.

ГТУ, как и любой другой тепловой двигатель, представляет собой механическую конструкцию, в которую органически входят различные системы жизнеобеспечения, например системы смазывания, регулирования, топливная, подогрева, противообледенения, кондиционирования и другие, называемые вспомогательными. Теплообменные аппараты этих систем, такие, как топливоподогреватель, маслоохладитель и другие, называют вспомогательными теплообменными аппаратами, хотя для соответствующих систем они играют ключевую роль.

Классификация теплообменных аппаратов по характерным признакам приведена в табл. 1.1.

Таблица 1.1. **Классификация теплообменных аппаратов**

Характерные признаки	Теплообменные аппараты поверхностного типа		Теплообменные аппараты смесительного типа
	Регенеративные	Рекуперативные	
Вид теплоносителя	Газ — газ	Газ—газ; газ—жидкость; жидкость — жидкость	Газ — жидкость; пар — жидкость
Схема движения теплоносителей	Прямоток, противоток	Прямоток, противоток, перекрестный ток	Прямоток, противоток, перекрестный ток
Поверхность теплообмена	Сетчатая, пористая, развитая ребристая, насыпная	Гладкотрубная, трубчато-ребристая, пластинчатая, пластинчато-ребристая	Развитые поверхности для большего контакта теплоносителей — волнистые листы, решетки
Компоновка	Встроенные, выносные	Встроенные, выносные	Выносные
Назначение	Цикловые (регенератор теплоты уходящих газов, тепловой аккумулятор)	Цикловые (регенератор теплоты уходящих газов, промежуточный и концевой охладители), вспомогательные (охладитель аварийного расхолаживания, маслоохладитель, подогреватель, теплофикационный подогреватель)	Вспомогательные (градирня для охлаждения воды контура промежуточного теплоносителя); конденсатор контактного типа

В теплообменных аппаратах поверхностного типа поверхность теплообмена непосредственно вовлечена в процесс передачи теплоты. Различают рекуперативный и регенеративный типы теплообменников. В рекуперативном теплообменнике поверхность теплообмена служит разделительной стенкой между теплоносителями, обеспечивая герметичность горячего и холодного трактов теплоносителей; при этом на пути теплового потока она является термическим сопротивлением. Поэтому всегда стремятся свести термическое сопротивление поверхности теплообмена к минимуму. Рекуперативные теплообменники газотурбинных установок чаще работают на двух теплоносителях, хотя, как показано на примере регенератора ГТУ-50-800 (см. рис. 1.1), теплоносителей может быть три. В теплообменниках химических технологий и криогенной техники через аппарат одновременно могут проходить и более трех теплоносителей. Тепловой поток через поверхность теплообмена передается конвекцией, излучением и теплопроводностью. В большинстве случаев уровень рабочих температур теплообменников ГТУ таков, что лучистый тепловой поток оказывается относительно малым.

В регенеративных теплообменниках поверхность теплообмена выполняет роль промежуточного накопителя тепловой энергии, а процесс передачи теплоты от горячего теплоносителя к холодному протекает в две стадии. Сначала поверхность теплообмена контактирует с горячим теплоносителем и аккумулирует полученную тепловую энергию, а затем при контакте с холодным теплоносителем отдает эту энергию, нагревая холодный теплоноситель. Фактически регенеративный теплообменник является тепловым аккумулятором. Однако термин “тепловой аккумулятор” закрепился за накопителями тепловой энергии с большой продолжительностью рабочего цикла, как, например, в схеме гелиоэнергетической ГТУ (см. рис. 1.3). Для такого теплообменника основным требованием является большая теплоемкость поверхности теплообмена.

Поверхность теплообмена теплообменного аппарата принято называть матрицей. Регенеративные теплообменники выполняют с вращающейся, сыпучей и стационарной матрицами. В газотурбинных двигателях, как правило, регенеративный теплообменник с вращающейся матрицей, а сыпучая и стационарная матрицы более свойственны комбинированным установкам с МГДГ. Главная проблема при использовании подвижной матрицы — уплотнение матрицы в

местах присоединения к каналам горячего и холодного теплоносителей, особенно когда давления теплоносителей сильно разнятся. Но даже при наличии хорошего уплотнения происходит перенос теплоносителей из одного тракта в другой вследствие заполнения объема матрицы одним из теплоносителей в момент присоединения матрицы к каналу другого теплоносителя. Поэтому в аппаратах такого рода нельзя использовать теплоносители, не совместимые друг с другом.

Теплообменник с подвижной матрицей обеспечивает непрерывность потока горячего и холодного теплоносителей. Теплообменник со стационарной матрицей должен иметь по крайней мере два параллельных модуля, один из которых обдувается потоком горячего теплоносителя, а второй — потоком холодного теплоносителя; затем направления потоков теплоносителей должны быть изменены одновременно. Тем не менее в момент переключения потоков обязательно наступает пауза. Часто эта пауза продолжительна и используется для продувки каналов матрицы какой-либо нейтральной средой.

В теплообменном аппарате контактного типа, примером которого является градирня, процесс теплообмена сопровождается процессом массообмена. Поэтому аппараты такого типа называют тепломассообменными. Матрица тепломассообменного аппарата поверхностью теплообмена может быть названа только условно, поскольку играет в этом процессе косвенную роль — обеспечивает лучший контакт между теплоносителями.

Теплообменник, через который проходят оба основных теплоносителя, относится к теплообменникам прямого действия. Но если по условию размещения теплообменного аппарата на энергоустановке или по другим причинам подвод обоих теплоносителей к аппарату невозможен, используют теплообменный аппарат с контуром промежуточного теплоносителя (см. рис. 1.2). Наиболее распространены теплообменные аппараты с одним контуром промежуточного теплоносителя, хотя в некоторых случаях используются два и даже три промежуточных контура. Структурно теплообменный аппарат с контуром промежуточного теплоносителя состоит из теплообменника горячего плеча, теплообменника холодного плеча и связывающего их контура. Следует иметь в виду, что контур промежуточного теплоносителя вносит термическое сопротивление на пути теплового потока и требует затраты энергии на циркуляцию промежуточного теплоносителя.

В практике отечественного газотурбостроения теплообменный аппарат, предназначенный для регенерации теплоты уходящих после турбины газов, независимо от того, какой его тип (рекуперативный или регенеративный) использован, принято называть регенератором.

От агрегатного состояния и теплофизических свойств теплоносителей зависят их скорость, тип и конструкция поверхности теплообмена, конструкция корпуса, патрубков подвода и отвода теплоносителей, способ компенсации термических расширений корпуса и матрицы, затраты энергии на циркуляцию теплоносителей. Последнее особенно существенно, когда теплоносителем является рабочее тело ГТУ, как в случае расположения воздухоохладителя между компрессорами.

Движение теплоносителей через теплообменный аппарат может быть осуществлено по схеме параллельного тока (прямоток, противоток, сложный многоходовой параллельный ток), по схеме простого (одноходового), либо по схеме сложного (многоходового) перекрестного тока. По тепловой эффективности более предпочтительна схема противотока, но компоновочное решение теплообменника перекрестного тока в большинстве случаев лучше.

Однако температура матрицы теплообменника перекрестного тока изменяется не только в продольном, но и в поперечном направлении, что вызывает температурные напряжения в матрице и может служить причиной ее значительной деформации. При большом числе ходов теплоносителей теплообменник перекрестного тока по тепловой эффективности приближается к противоточному. Прямоточный теплообменник может оказаться лучше аппаратов другого типа в том случае, когда определяющим фактором является температура поверхности теплообмена, что может иметь место в высокотемпературных нагревателях.

Независимо от типа, схемы теплообменного аппарата, конкретного его назначения и объекта применения основные требования к теплообменным аппаратам достаточно универсальны:

соответствие заданным рабочим характеристикам;

стабильность рабочих характеристик за весь период эксплуатации;

соответствие заданному ресурсу работы;

простота технического обслуживания;

компактность, малая масса, низкая стоимость изготовления;

ремонтопригодность.

Применительно к конкретному теплообменному аппарату эти требования могут носить противоречивый характер. Поэтому в процессе проектирования стремятся найти лучшее компромиссное решение.

1.2. Поверхности теплообмена теплообменных аппаратов

1.2.1. Конфигурация поверхности теплообмена

Поверхность теплообмена должна характеризоваться высокой технологичностью, низкой стоимостью, стабильностью теплогидравлических характеристик, малой склонностью к загрязнению при работе на загрязненном теплоносителе, простотой очистки в случае ее загрязнения во время эксплуатации, а также отвечать общим требованиям, предъявляемым к теплообменному аппарату.

Гладкотрубная поверхность теплообмена. Используются трубы с различной формой поперечного сечения. Распространены цилиндрические, плоские, каплеобразные и эллиптические трубы. Для интенсификации теплообмена в трубе с любой формой поперечного сечения применяют турбулизаторы в виде выштамповок и пережатия поперечного сечения трубы. Поверхность теплообмена, образованную из труб (трубчатая матрица), называют трубным пучком. Размещение труб в поперечном сечении трубного пучка может быть коридорным, шахматным и треугольным, как это показано на рис. 1.4. При коридорной и шахматной компоновках трубный пучок характеризуют поперечным шагом труб t_1 (расстоянием между осями) в ряду и продольным шагом t_2 (расстоянием между осями труб смежных рядов). Треугольная компоновка является разновидностью шахматной и характеризуется тем, что оси труб размещены в вершинах равностороннего треугольника.

На рис. 1.5 дана схема типовой конструкции теплообменного аппарата с трубчатой матрицей. Трубчатая матрица *2* размещена в корпусе *1* теплообменника. К корпусу присоединены патрубки (коллекторы) *3* подвода и отвода теплоносителей. Трубчатая матрица образована трубами *4* и трубными досками *5*, обрамляющими трубный пучок с двух его концов. Заделка труб в трубную доску осуществляется механической вальцовкой, с помощью микровзрыва, пайкой мягким, твердым или высокотемпературным припоем, а также

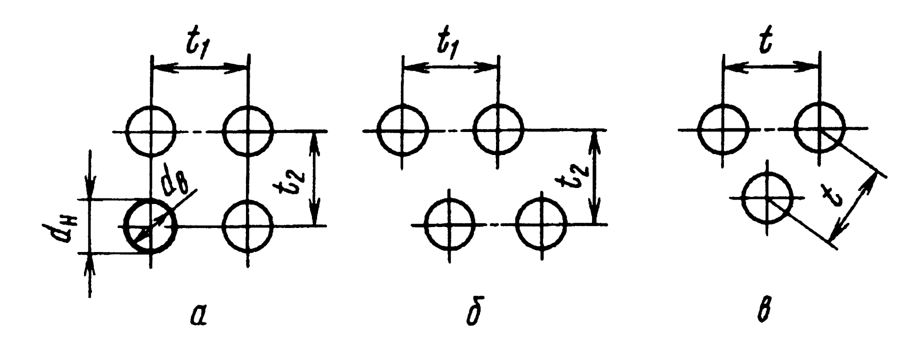


Рис. 1.4. Компоновка трубного пучка:
а – коридорная компоновка; *б* – шахматная компоновка; *в* – треугольная компоновка; t_1 – поперечный шаг труб; t_2 – продольный шаг труб; t – шаг труб в трубном пучке треугольной компоновки; $d_н$ – наружный диаметр; $d_в$ – внутренний диаметр

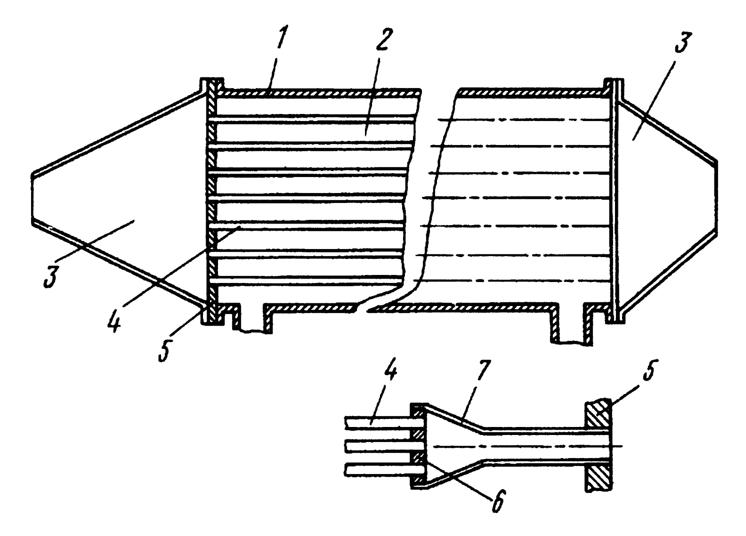


Рис. 1.5. Схема теплообменного аппарата с трубчатой матрицей:
1 – корпус; *2* – трубчатая матрица; *3* – патрубки подвода и отвода теплоносителей; *4* – трубы; *5* – трубная доска; *6* – трубная мини-доска; *7* – переходный коллектор

сваркой. Для повышения технологичности и ремонтопригодности матрицу с большим числом труб можно составить из трубных модулей, компоновка — треугольная. Каждый модуль составляется из некоторого числа труб (7, 19, 37, 61, 91, 127 и т.д.) со своими трубными мини-досками *6*. С помощью переходного коллектора *7* трубный модуль присоединяется к основной трубной доске. Для уве-

личения продольной жесткости трубный пучок или его отдельные модули могут быть перетянуты в нескольких по длине местах специальными бандажами или перевязаны проволокой. В этом случае в местах перевязки на трубах для сохранения шага устанавливают дистанционирующие муфты.

Трубчато-ребристая поверхность теплообмена. Используются такие же формы поперечного сечения труб, как и в гладкотрубной поверхности. Оребрение применяют для развития поверхности теплообмена. В оребренной поверхности важно обеспечить стопроцентный контакт ребра с исходной гладкой поверхностью, что достигается при выполнении трубы и ребра из единого массива (например, вытяжкой или литьем). Практически используемые технологии производства трубчато-ребристых поверхностей чаще базируются на присоединенных пайкой или сваркой ребрах. От качества присоединения зависит уровень термического сопротивления стыка. При высоком уровне термического сопротивления пропадает смысл применения такой поверхности. С технологической точки зрения для внутренних ребер выполнение такого качественного оребрения весьма затруднительно, поэтому трубы с внутренним оребрением в теплообменных аппаратах используют крайне редко.

Оребрение выполняют с продольным и поперечным расположением ребра, используют также витые, или спиральные, ребра. Схемы труб даны на рис. 1.6. На фрагментах *а* и *б* приведены схемы труб с присоединенными индивидуальными ребрами *1*, на фрагменте *в* — трубчатая матрица с так называемыми коллективными ребрами. Коллективное ребро представляет собой пластину, в которой сделаны просечки в местах расположения труб в трубном пучке. Пакет *2* коллективных ребер надевают на пучок труб *3*, осуществляют дистанционирование ребер (установление требуемых межреберных расстояний), а затем присоединение ребер к трубам с помощью пайки. На фрагменте *г* показана оребренная труба, состоящая из сердечника *4* и рубашки *5*, сопряженных напрессовкой рубашки на сердечник. На рубашке методом обкатки выдавлены ребра. Такой тип оребренной трубки использован, например, в промежуточном воздухоохладителе ГТУ ГТ-100-750. Сердечник выполнен из томпака, а рубашка — из алюминиевого сплава.

Пластинчатая поверхность теплообмена. Преимуществом пластинчатой поверхности теплообмена является ее высокая технологичность. Из плоского металлического листа штампуют фигурные полупрофили *1* и *2* (рис. 1.7), зеркально отображающие друг

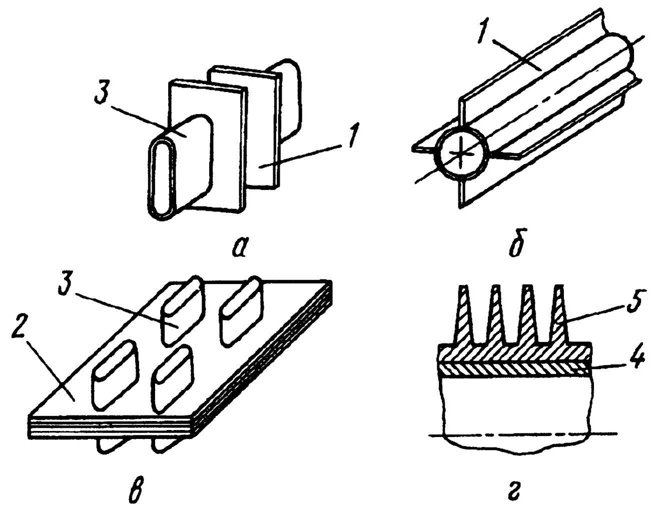


Рис. 1.6. Трубчато-ребристая поверхность теплообмена:

а – труба с индивидуальными поперечными ребрами; *б* – труба с индивидуальными продольными ребрами; *в* – трубная поверхность с поперечным коллективным оребрением; *г* – биметаллическая труба; *1* – индивидуальное ребро; *2* – пакет коллективных ребер; *3* – плоская труба; *4* – сердечник; *5* – рубашка с выдавленным на ней оребрением

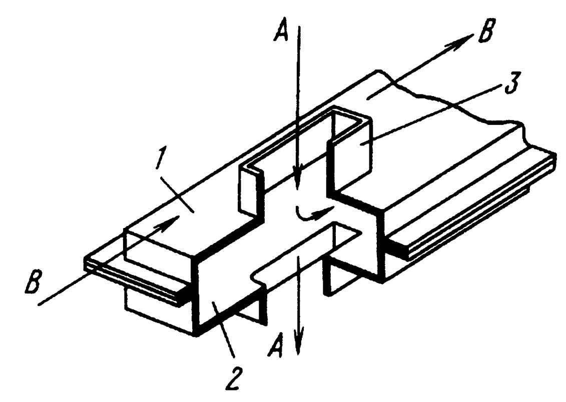


Рис. 1.7. Элемент пластинчатой поверхности теплообмена:

1 – верхний полупрофиль; *2* – нижний полупрофиль; *3* – воротничок; А, В – потоки теплоносителей

друга. Далее полупрофили соединяют друг с другом пайкой или сваркой и образуют теплообменный элемент пластинчатой матрицы. На листах выштамповывают воротнички *3*, высота которых

согласована с расстоянием между пластинчатыми элементами в матрице. Затем теплообменные элементы соединяют по воротничкам в единую многоэлементную матрицу. Воротнички образуют каналы для подвода и отвода теплоносителя А, который затем циркулирует внутри пластинчатого элемента; второй теплоноситель В протекает между теплообменными пластинчатыми элементами и обтекает каждый из них снаружи. С целью интенсификации процесса на плоской поверхности теплообменного элемента могут быть выполнены выштамповки различной конфигурации, турбулизирующие поток теплоносителя.

Пластинчато-ребристая поверхность теплообмена. Пластинчато-ребристая поверхность (рис. 1.8) составлена из разделительных плоских листов *1*, уложенного между ними оребрения *2* и *3*, боковых ограничивающих вставок *4*. Оребрение обычно выполняют в виде сплошной гофрированной металлической ленты. Гофрированную ленту получают прокаткой между фигурными валками, напоминающими пару зубчатых колес. Изготовление, как правило, ведется следующим образом: на разделительные пластины предварительно наносят припой, например в виде фольги, между пластинами укладывают гофрированную ленту, по боковым поверхностям межпластинчатых каналов устанавливают ограничивающие вставки, собранную таким образом матрицу стягивают струбцинами и помещают в термическое устройство для пайки. Действительные размеры

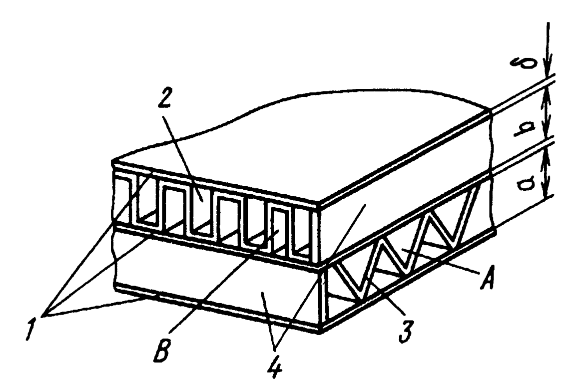


Рис. 1.8. Пластинчато-ребристая поверхность теплообмена:

1 – разделительные листы; *2* и *3* – оребрения; *4* – ограничивающие (торцевые) вставки; А – оребренная поверхность канала А; В – оребренная поверхность канала В; *a* – высота канала А; *b* – высота канала В; *δ* – толщина разделительных листов

оребрения за счет сжатия струбцинами и затекания припоя отличаются от расчетных. Качество пластинчато-ребристой поверхности зависит от прочности и плотности соединения гофрированной ленты с разделительными пластинами.

Гофрированная лента в зависимости от требуемой геометрии ребра может иметь различную конфигурацию гофра (прямоугольную, треугольную), различного рода просечки и жалюзи на боковой ее поверхности, рассечения по длине гофра. Обычно секцию пластинчато-ребристого теплообменника выполняют унифицированных размеров, определяемых технологией изготовления. Теплообменный аппарат заданной тепловой производительности набирают из нескольких секций.

Сетчатая, пористая поверхность теплообмена, насыпная матрица. Этот тип поверхности применяют только в регенеративных теплообменных аппаратах. Сетчатую поверхность получают из металлических сеток, наложенных одна на другую. Обычно применяют сетку, плетенную на квадрат. Исходная сетка характеризуется плотностью плетения, т.е. числом ячеек на единицу площади сетки и диаметром проволоки. В качестве производных параметров рассчитывают толщину сетки и ее основные характеристики. Действительные размеры и характеристики сетчатой поверхности, составленной из набора сеток, отличаются от расчетных и зависят от плотности укладки слоев и их сдавливания. Однако, как показывает опыт, теплогидравлические характеристики реальной поверхности мало отличаются от расчетных. Поэтому обработку результатов экспериментального исследования сетчатой поверхности теплообмена ведут с использованием теоретических размеров.

Пористую поверхность теплообмена изготовляют из порошковых материалов на основе карбидов и нитридов кремния, силиката магния, оксида алюминия и других составляющих. Керамическая матрица, по сравнению с металлической, обладает рядом преимуществ, основными из которых являются высокая рабочая температура и низкий коэффициент линейного расширения. Последнее особенно важно для работы уплотнений. Стеклокерамическая матрица легче и дешевле эквивалентной по тепловой нагрузке металлической матрицы, более технологична.

Насыпная матрица чаще всего состоит из элементов шаровой формы, выполненных из металла или керамики. Возможно применение полых элементов, заполненных теплоносителем, претерпевающим фазовые превращения в рабочей зоне температур и характеризуемым большой энергией фазового превращения.

1.2.2. Используемые характеристики поверхностей теплообмена

Гидравлический, или эквивалентный, диаметр является геометрической характеристикой канала любой формы поперечного сечения:

$$d_э = \frac{4f}{u}, \qquad (1.1)$$

где f — площадь поперечного сечения канала; u — смоченный периметр канала.

В англо-американской и широко используемой у нас переводной литературе употребляют также гидравлический радиус $r_э$, который равен одной четвертой гидравлического диаметра. Для цилиндрического канала гидравлический диаметр, согласно этому выражению, равен геометрическому диаметру канала. Для канала с поперечным сечением щелевой формы гидравлический диаметр равен удвоенной высоте щели.

Коэффициент фронтового сечения, или коэффициент фронта, — это отношение площади живого сечения канала к фронтовому сечению. Например, для трубного пучка

коэффициент фронта для каналов внутри труб (см. рис. 1.4)

$$\eta_ф = \frac{\pi d_в^2}{4t_1 t_2} = \frac{\pi}{4}\frac{1}{\bar{t}_1}\frac{1}{\bar{t}_2}\bar{d}^2, \qquad (1.2)$$

где $\bar{t}_1 = \frac{t_1}{d_н}$; $\bar{t}_2 = \frac{t_2}{d_н}$; $\bar{d} = \frac{d_в}{d_н}$;

коэффициент фронта для межтрубного канала при продольном течении теплоносителя

$$\eta_{ф.\,мт} = \frac{t_1 t_2 - \frac{\pi d_н^2}{4}}{t_1 t_2} = 1 - \frac{\pi}{4}\frac{1}{\bar{t}_1}\frac{1}{\bar{t}_2}; \qquad (1.3)$$

коэффициент фронта для межтрубного канала при поперечном обтекании трубного пучка

$$\eta_{ф.\,мт} = \frac{t_1 - d_н}{t_1} = 1 - \frac{1}{\bar{t}_1}. \qquad (1.4)$$

Коэффициент фронта для каналов любой конфигурации определяют аналогично.

Пористо-сетчатую поверхность и насыпную матрицу характеризуют пористостью $\eta_\text{п}$, под которой понимают отношение объема пор к общему объему, занимаемому поверхностью теплообмена. При регулярной пористости коэффициент фронта такой поверхности равен ее пористости.

Коэффициентом компактности k_V поверхности теплообмена называют отношение площади F поверхности теплообмена к занимаемому ею объему V.

Например, для гладкотрубной поверхности теплообмена при коридорной и шахматной компоновке трубного пучка коэффициент компактности (обозначения геометрических размеров см. на рис. 1.4)

$$k_V = \frac{\pi d_\text{н}}{t_1 t_2} = \frac{\pi}{\bar{t}_1 \bar{t}_2} \frac{1}{d_\text{н}}. \tag{1.5}$$

Коэффициент компактности гладкотрубной матрицы в основном зависит от диаметра труб, так как относительный шаг изменяется в достаточно узких пределах — 1,2 ... 1,5. Например, при увеличении диаметра трубы от 6 до 30 мм при относительном шаге 1,2 коэффициент компактности уменьшается от 363 до 73 м$^{-1}$, а при относительном шаге 1,5 — от 232 до 46 м$^{-1}$. В теплообменниках ГТУ обычно используют тонкостенные трубы, поэтому коэффициент компактности, отнесенный к наружной поверхности трубы (как это сделано в приведенном выше примере), мало отличается от коэффициента компактности, отнесенного к внутреннему диаметру трубы. В оребренных трубах с односторонним или двусторонним оребрением наружная и внутренняя поверхности труб могут отличаться значительно. Поэтому коэффициент компактности определяют по отношению к наружной или внутренней оребренной поверхности либо к исходной гладкотрубной поверхности. Однако в этом случае все расчетные характеристики теплообменного аппарата, как будет показано ниже, строят на использовании конкретной адресации коэффициента компактности.

Коэффициент компактности пластинчато-ребристой матрицы (обозначения геометрических размеров см. на рис. 1.8), составленной из оребренных поверхностей с разным оребрением, определяют следующим образом:

коэффициент компактности, отнесенный к поверхности теплообмена канала А,

$$k_{V\text{A}} = \frac{a\beta_a}{a + b + 2\delta}; \tag{1.6}$$

коэффициент компактности, отнесенный к поверхности теплообмена канала В,

$$k_{V\text{В}} = \frac{b\beta_b}{a + b + 2\delta}. \tag{1.7}$$

Если это удобно для последующих расчетных процедур, коэффициент компактности может быть отнесен также к исходной гладкой поверхности, на которой образовано оребрение:

$$k_{V\text{гл}} = \frac{1}{a + b + 2\delta}. \tag{1.8}$$

Иногда требуемые геометрические характеристики каналов матрицы не удается подобрать из имеющейся номенклатуры оребрения. В этом случае оребрение канала можно составить путем сдваивания канала — получается так называемый "сандвич". Например, если использовано сдвоенное оребрение в канале В (при этом два слоя однотипного оребрения разделены разделительным листом *1*), коэффициент компактности следует определять по выражениям

$$k_{V\text{А}} = \frac{a\beta_a}{a + 2b + 3\delta}; \tag{1.9}$$

$$k_{V\text{В}} = \frac{2b\beta_b}{a + 2b + 3\delta}. \tag{1.10}$$

"Сандвич" может быть составлен и из слоев разнотипного оребрения. В выражениях (1.6)–(1.10) β — отношение поверхности гофра к занимаемому им объему канала матрицы (условный коэффициент компактности).

Коэффициент компактности сетчато-пористой поверхности обычно определяют косвенными методами. Важно, чтобы все последующие расчетные зависимости, в том числе полученные на основании экспериментов, были согласованы с коэффициентом компактности поверхности.

При выборе конкретной поверхности теплообмена большое значение придают коэффициенту компактности. При этом можно ориентироваться на следующие верхние значения коэффициента компактности, м$^{-1}$:

Поверхность теплообмена	
Гладкотрубная	400
Пластинчатая	600
Трубчато-ребристая	800
Пластинчато-ребристая	1800
Пористая, сетчатая	9000

Полезные геометрические соотношения:

$$\frac{L}{d_э} = \frac{1}{4}\frac{F}{f_ж}; \tag{1.11}$$

$$\frac{L}{r_э} = \frac{F}{f_ж}; \tag{1.12}$$

$$L = \frac{F}{f_ж}\frac{\eta_ф}{k_V}, \tag{1.13}$$

где L — длина матрицы; F — поверхность теплообмена; $f_ж$ — проходное (живое) сечение каналов матрицы.

1.3. Влияние параметров теплообменного аппарата на теплотехнические показатели газотурбинной установки

Как и в любой другой теплосиловой установке, в ГТУ теплообменные аппараты исполняют определенную функциональную роль. Циркуляция теплоносителя через теплообменный аппарат сопряжена с преодолением гидравлического сопротивления теплообменного аппарата и соответственно с затратой энергии на циркуляцию теплоносителя.

Если теплоноситель — несжимаемая жидкость, то циркуляционную мощность определяют уравнением, принятым при расчете гидравлических насосов:

$$N_ц = \frac{G\Delta p}{\rho}\frac{1}{\eta_ц}. \tag{1.14}$$

Циркуляционную мощность $N_ц$ при газообразном теплоносителе определяют зависимостью, свойственной воздушным и газовым компрессорам:

$$N_ц = Gc_pT\frac{X-1}{\eta_к}, \tag{1.15}$$

где

$$X = \left(\frac{p}{p-\Delta p}\right)^{\frac{k-1}{k}};$$

G — расход теплоносителя; c_p — удельная теплоемкость; T — температура на входе в компрессор-циркулятор; p — давление теплоносителя перед теплообменным аппаратом; Δp — потери давления в теплообменном аппарате; k — показатель адиабаты.

Фактически степень повышения давления в компрессоре, соответствующая небольшому значению Δp, позволяет пренебречь изменением плотности теплоносителя в процессе его сжатия и вместо точной зависимости (1.15) пользоваться более простой зависимостью (1.14).

Для цикловых теплообменных аппаратов ГТУ (охладители, регенератор) роль циркулятора выполняют компрессоры ГТУ, создающие дополнительный напор в тракте ГТУ для компенсации потери давления в теплообменных аппаратах.

Влияние потерь давления в теплообменных аппаратах на изменение параметров цикла рассмотрим на примере ГТУ открытого цикла с промежуточным охлаждением и регенерацией (рис. 1.9). Цикл *1–2–4–5–7–9–12–14–1* соответствует ГТУ с идеальными (без потерь давления) теплообменными аппаратами и с идеальной камерой сгорания. При потерях давления в теплообменных аппаратах и камере сгорания конфигурация цикла станет *1–2–3–6–8–10–11–13–1.* Этот цикл отличается от исходного смещением начала процесса сжатия в компрессоре высокого давления (КВД) из точки *4* в точку *3*, а начало процесса расширения — в точку *10.* Давление в начале процесса расширения понизилось за счет потерь давления в холодном тракте регенератора и в камере сгорания и стало p_{10}, а противодавление за турбиной возросло за счет потерь давления в горячем тракте регенератора и стало p_{11}. Соответственно при сохранении неизменной

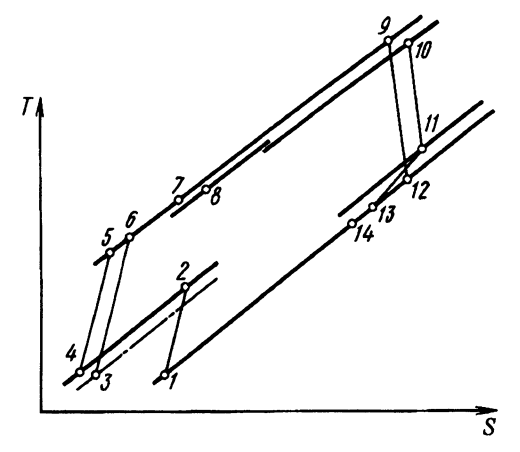


Рис. 1.9. Термодинамическая диаграмма цикла ГТУ с идеальными и реальными теплообменными аппаратами:

1–2–4–5–7–9–12–14–1 – цикл с идеальными теплообменными аппаратами; *1–2–3–6–8–10–11–13–1* – цикл с реальными теплообменными аппаратами

степени регенерации изменились температуры за регенератором по воздушной и газовой сторонам и вместо T_7 и T_{12} стали T_8 и T_{13}. Таким образом, степень повышения давления в КВД и работа сжатия компрессора возросли, хотя суммарная степень повышения давления в ГТУ остается неизменной. Степень расширения в турбине, напротив, уменьшилась и уменьшилась работа турбины.

Для упрощения анализа пренебрежем некоторым различием свойств воздуха и продуктов расширения в турбине, что позволит использовать следующие выражения для определения удельной мощности и КПД:

$$N_{\text{уд}} = c_p T_{10}\left(1 - \frac{1}{X_{\text{т}}}\right)\eta_{\text{т}} - c_p T_1 \frac{X_{\text{к}1} - 1}{\eta_{\text{к}1}} - c_p T_3 \frac{X_{\text{к}2} - 1}{\eta_{\text{к}2}}; \quad (1.16)$$

$$\eta_e = \frac{\tau\left(1 - \frac{1}{X_{\text{т}}}\right)\eta_{\text{т}} - \frac{X_{\text{к}1} - 1}{\eta_{\text{к}}} - \frac{T_3}{T_1}\frac{X_{\text{к}2} - 1}{\eta_{\text{к}}}}{(1-\sigma)\left[\tau - 1 - \frac{T_3}{T_1}\left(\frac{X_{\text{к}2} - 1}{\eta_{\text{к}}}\right)\right] + \sigma\tau\left(1 - \frac{1}{X_{\text{т}}}\right)\eta_{\text{т}}}, \quad (1.17)$$

где

$\tau = \frac{T_{10}}{T_1}$; $X_{\text{к}1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$; $X_{\text{к}2} = \left(\frac{p_6}{p_2 - \Delta p_{\text{п.о}}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_6}{p_2(1 - \Delta\overline{p}_{\text{п.о}})}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_6}{p_2\varepsilon_{\text{п.о}}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$; $X_{\text{т}} = \left(\frac{p_6}{p_1}\varepsilon_{\text{р.х}}\varepsilon_{\text{р.г}}\varepsilon_{\text{к.г}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$; $\varepsilon_{\text{п.о}} = (1 - \Delta\overline{p}_{\text{п.о}})$; $\varepsilon_{\text{р.х}} = (1 - \Delta\overline{p}_{\text{р.х}})$; $\varepsilon_{\text{к.г}} = (1 - \Delta\overline{p}_{\text{к.г}})$; $\varepsilon_{\text{р.г}} = (1 - \Delta\overline{p}_{\text{р.г}})$; $\Delta\overline{p}_{\text{п.о}} = \frac{\Delta p_{\text{п.о}}}{p_2}$; $\Delta\overline{p}_{\text{р.х}} = \frac{\Delta p_{\text{р.х}}}{p_2}$; $\Delta\overline{p}_{\text{к.г}} = \frac{\Delta p_{\text{к.г}}}{p_8}$; $\Delta\overline{p}_{\text{р.г}} = \frac{\Delta p_{\text{р.г}}}{p_{11}}$; $\varepsilon_{\text{п.о}}$, $\varepsilon_{\text{р.х}}$, $\varepsilon_{\text{к.г}}$, $\varepsilon_{\text{р.г}}$ — коэффициенты сохранения давления в промежуточном воздухоохладителе, холодном тракте регенератора, камере сгорания, горячем тракте регенератора соответственно; $\Delta p_{\text{п.о}}$, $\Delta p_{\text{р.х}}$, $\Delta p_{\text{к.г}}$, $\Delta p_{\text{р.г}}$ — потери давления в промежуточном воздухоохладителе, холодном тракте регенератора, камере сгорания, горячем тракте регенератора соответственно; $\Delta\overline{p}_i$ — относительные потери давления в i-м элементе тракта ГТУ.

Так как потери давления в теплообменных аппаратах приводят к увеличению работы сжатия в КВД и уменьшению работы расширения в турбине, то это может быть учтено также путем введения в расчетные зависимости цикла (без потерь давления) уменьшенных соответствующим образом КПД компрессора и турбины. На рис. 1.10, *а* приведена диаграмма процесса сжатия в КВД.

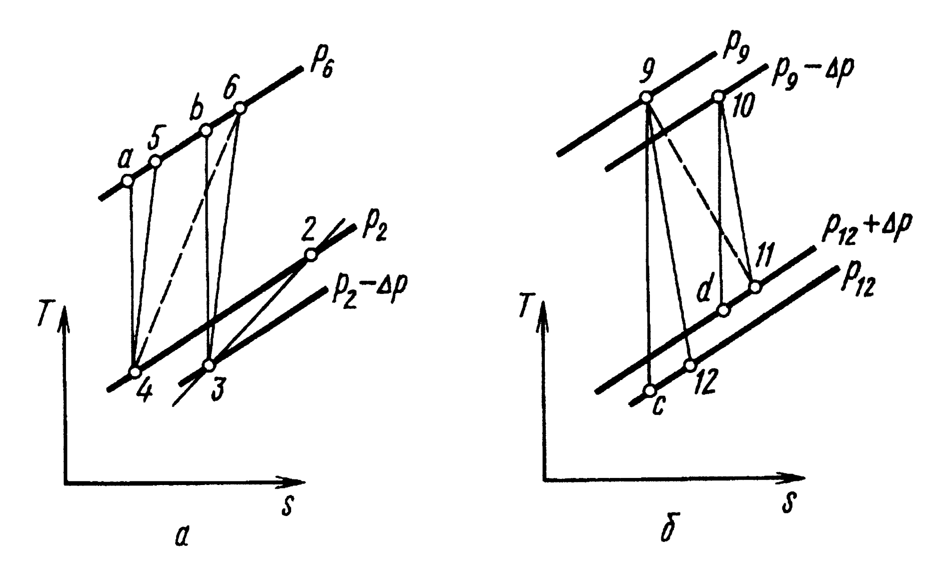


Рис. 1.10. Диаграммы процесса сжатия в компрессоре и процесса расширения в турбине (обозначения те же, что и на рис. 1.9):
а – процесс сжатия; *б* – процесс расширения

При отсутствии потерь давления в воздухоохладителе давление p_2 за КНД равно давлению p_4 на входе в КВД и процесс сжатия в КВД проходит по линии 4–5. При реальном воздухоохладителе давление на входе в КВД $p_3 = p_2 - \Delta p$ за счет потерь давления Δp в воздухоохладителе и процесс сжатия происходит по линии 3–6. При этом давление за КВД $p_5 = p_6$. Точками *a* и *b* показаны параметры в конце адиабатных процессов сжатия 4–*a* и 3–*b* соответственно. Обозначения на рис. 1.10, *а* соответствуют обозначениям на рис. 1.9. Значение работы сжатия не изменится, если процесс сжатия 3–6 с КПД $\eta_к$ заменить процессом сжатия 4–6 с некоторым фиктивным значением КПД $\eta_к^ф$ компрессора. Фактически такая замена означает, что затраты энергии, связанные с преодолением гидравлического сопротивления воздухоохладителя, отнесены к компрессору. Из сопоставления выражений КПД реального и фиктивного процессов сжатия можно получить соотношение между реальным и фиктивным значениями КПД, функционально зависимое от относительных потерь давления $\Delta\overline{p} = \dfrac{\Delta p}{p_2}$ в теплообменном аппарате:

$$\eta_{\text{к}}^{\Phi} = \eta_{\text{к}} \frac{\left(\dfrac{p_6}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\dfrac{p_6}{p_2 - \Delta p}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} = \eta_{\text{к}} \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\dfrac{\pi}{1 - \Delta\overline{p}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}. \tag{1.18}$$

Процесс расширения 10–11 в турбине (рис. 1.10, *б*) также можно заместить фиктивным процессом 9–11. При этом давление p_9 равно давлению p_6 за КВД, давление p_{11} за турбиной выше давления p_{12} на $\Delta p_{\text{р.г}}$, а давление Δp_{12} равно атмосферному давлению p_1 на входе в КНД. Точками *c* и *d* обозначены параметры конца адиабатных процессов расширения 9–*c* и 10–*d*. Из сопоставления очевидных выражений для КПД реального и фиктивного процессов можно получить соотношение между фиктивным и реальным значениями КПД процесса расширения

$$\eta_{\text{т}}^{\Phi} = \eta_{\text{т}} \frac{1 - \left(\dfrac{p_{12}}{p_6\left(1 - \Delta\overline{p}_{\text{к.г}} - \Delta\overline{p}_{\text{р.г}} - \Delta\overline{p}_{\text{р.х}}\right)}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\dfrac{p_{12}}{p_6}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \tag{1.19}$$

или

$$\eta_{\text{т}}^{\Phi} = \eta_{\text{т}} \frac{1 - \left(\dfrac{p_{12}}{p_6 \varepsilon_{\text{к.г}} \varepsilon_{\text{р.г}} \varepsilon_{\text{р.х}}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\dfrac{p_{12}}{p_6}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}. \tag{1.20}$$

Напомним (см. рис. 1.9 и 1.10), что степень расширения в турбине при идеальных теплообменных аппаратах и камере сгорания $\pi_{\text{т}} = \pi_{\text{к}} = p_6/p_{12}$, а фактическая степень расширения при реальных теплообменных аппаратах и камере сгорания

$$\frac{p_6 \varepsilon_{\text{к.г}} \varepsilon_{\text{р.г}} \varepsilon_{\text{р.х}}}{p_{12}} = \pi_{\text{к}} \varepsilon,$$

где $\varepsilon = \varepsilon_{\text{к.г}} \varepsilon_{\text{р.г}} \varepsilon_{\text{р.х}}$.

Изменение относительных значений фиктивных КПД процессов сжатия и расширения в зависимости от степени повышения давления (или степени расширения) при разном фиксированном уровне

относительных потерь давления в теплообменных аппаратах приведено на рис. 1.11, 1.12. Можно видеть, что с увеличением π относительные фиктивные значения КПД процессов сжатия и расширения стремятся к единице. Относительное фиктивное значение КПД тем ниже, чем больше значение относительных потерь давления в теплообменных аппаратах. Для более наглядного представления влияния потерь давления в теплообменных аппаратах на характеристики процесса расширения на рис. 1.12 представлены две серии кривых: при реальной камере сгорания, с относительными потерями давления $\Delta\overline{p}_{\text{к.г}} = 0,05$ и при идеальной камере сгорания, без потерь давления.

Использование фиктивных значений КПД процессов сжатия и расширения упрощает анализ влияния параметров теплообменного аппарата на теплотехнические параметры ГТУ, так как анализ сводится к рассмотрению хорошо изученного влияния КПД процессов сжатия и расширения на соответствующие показатели цикла ГТУ. Из теории газотурбинных установок известно, что снижение КПД компрессора и турбины приводит к увеличению оптимальной степени повышения давления в цикле ГТУ. Однако это увеличение является незначительным и при проектировании ГТУ обычно во внимание не принимается. Уменьшение КПД компрессора и турбины (т.е. увеличение потерь в теплообменных аппаратах) гораздо сильнее отражается на удельной мощности и КПД ГТУ, приводя к их заметному уменьшению. Снижение удельной мощности ГТУ заданной проектной мощности компенсируют увеличением расхода рабочего тела через ГТУ (в ГТУ открытого цикла это увеличение расхода воздуха на всасывании в КНД) и соответствующим увеличением размеров лопаточных аппаратов турбомашины. Увеличение потерь давления в регенераторе, приводя к повышению температуры газа перед регенератором, осложняет работу последнего и может потребовать использования более температуростойкого материала. Кроме того, повышение удельного объема газа на последних ступенях турбины из-за увеличения противодавления может отразиться на термонапряженном состоянии лопаток этих ступеней.

На рис. 1.13 показано влияние суммарных потерь давления в регенераторе ГТУ простого регенеративного цикла на КПД ГТУ и выбор оптимальной степени повышения давления. Для более наглядного представления такого влияния, наряду с употребляемым

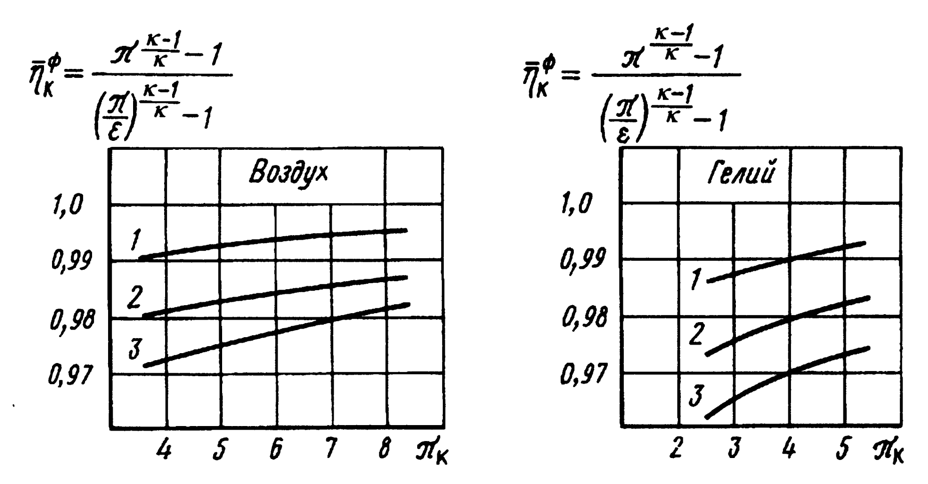


Рис. 1.11. **Изменение относительного фиктивного значения КПД процесса сжатия воздуха и гелия в зависимости от степени повышения давления $\pi_к$ КВД и потери давления в промежуточном охладителе:**
1 – $\varepsilon = 0{,}97$; *2* – $\varepsilon = 0{,}96$; *3* – $\varepsilon = 0{,}95$

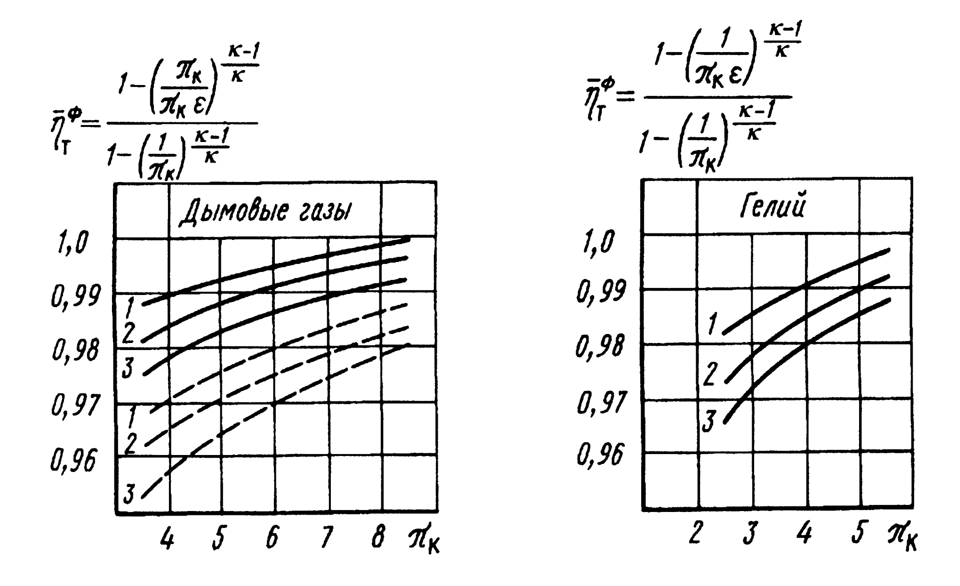


Рис. 1.12. **Изменение относительного фиктивного значения КПД процесса расширения $\bar{\eta}_т^ф$ для дымовых газов и гелия в зависимости от суммарной степени повышения давления $\pi_к$ в цикле ГТУ и потерь давления в теплообменных аппаратах:**
——— — $\varepsilon_{к.г} = 1{,}0$: *1* – $\varepsilon_{к.г} \cdot \varepsilon_{р.г} = 0{,}97$; *2* – $\varepsilon_{к.г} \cdot \varepsilon_{р.г} = 0{,}96$; *3* – $\varepsilon_{р.х} \cdot \varepsilon_{р.г} = 0{,}95$
— — — — $\varepsilon_{к.г} = 0{,}95$: *1* – $\varepsilon_{к.г} \cdot \varepsilon_{р.г} = 0{,}97$; *2* – $\varepsilon_{к.г} \cdot \varepsilon_{р.г} = 0{,}96$; *3* – $\varepsilon_{р.х} \cdot \varepsilon_{р.г} = 0{,}95$

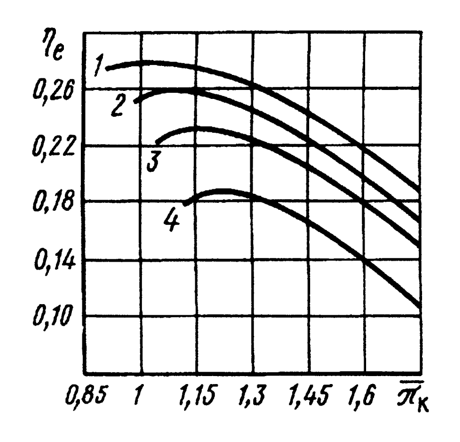


Рис. 1.13. Влияние суммарных относительных потерь давления в регенераторе на КПД ГТУ и относительную оптимальную степень повышения давления ГТУ простого регенеративного цикла, при неизменной степени регенерации:
1 – $\Delta\bar{p} = 0$; *2* – $\Delta\bar{p} = 0{,}048$; *3* – $\Delta\bar{p} = 0{,}09$; *4* – $\Delta\bar{p} = 0{,}167$

уровнем потерь давления в регенераторе, приведены характеристики цикла ГТУ при чрезмерно высоких уровнях потерь давления в теплообменных аппаратах. За единицу отсчета принят $\pi_{\text{к opt}}$ при $\Delta\bar{p} = 0$ (кривая *1*). С увеличением потерь давления ($\Delta\bar{p} > 0$, кривые *2–4*) относительная оптимальная степень повышения давления $\bar{\pi}_к = \pi_к/\pi_{\text{к opt}}$ возрастает и при $\Delta\bar{p} = 0{,}167$ приближается к 1,3.

Влияние сопротивления теплообменных аппаратов на КПД или удельную мощность ГТУ можно проанализировать, применив рассмотренные выше фиктивные значения КПД компрессоров и турбин (учитывающие потери давления в теплообменных аппаратах) при анализе соответствующих аналитических зависимостей типа (1.16) или (1.17). Например, для простого регенеративного цикла уравнение (1.17) примет вид

$$\eta_e = \frac{\tau\left(1 - \dfrac{1}{X}\right)\eta_т^ф - \dfrac{X-1}{\eta_к^ф}}{(1-\tau)\left(\tau - 1 - \dfrac{X-1}{\eta_к^ф}\right) + \sigma\tau\left(1 - \dfrac{1}{X}\right)\eta_т^ф}, \tag{1.21}$$

где η_e — функция переменных τ, $\eta_т^ф$, $\eta_к^ф$, π, X.

Полный дифференциал функции нескольких переменных можно представить выражением

$$d\eta_e = \frac{\partial\eta_e}{\partial\eta_к}\,d\eta_к + \frac{\partial\eta_e}{\partial\eta_т}\,d\eta_т + \frac{\partial\eta_e}{\partial\tau}\,d\tau + \frac{\partial\eta_e}{\partial\pi}\,d\pi. \tag{1.22}$$

В рассматриваемом случае нас интересует влияние отклонений

КПД процесса расширения $\eta_{\text{т}}$ на КПД регенеративной ГТУ. При изменении только параметра $\eta_{\text{т}}$ и неизменных остальных параметрах уравнение (1.22) становится функцией одного параметра:

$$d\eta_e = \frac{\partial \eta_e}{\partial \eta_{\text{т}}} d\eta_{\text{т}}. \tag{1.23}$$

При малых отклонениях параметра точное уравнение может быть заменено приближенным его выражением, которое удобно представить в относительных величинах:

$$\frac{\Delta \eta_e}{\eta_e} = \frac{\eta_{\text{т}}}{\eta_e} \frac{\partial \eta_e}{\partial \eta_{\text{т}}} \frac{\Delta \eta_{\text{т}}}{\eta_{\text{т}}}. \tag{1.24}$$

Взяв частную производную от выражения (1.21) по $\eta_{\text{т}}$, подставив ее в соотношение (1.24), а также использовав (1.22), после преобразований окончательно получим

$$\Delta \overline{\eta}_e = \frac{1 - \sigma \eta_e}{1 - \dfrac{X}{\tau \eta_{\text{т}} \eta_{\text{к}}}} \Delta \overline{\eta}_{\text{т}}. \tag{1.25}$$

Выражение (1.25) можно использовать при малых отклонениях параметра $\eta_{\text{т}}$. Аналогичным образом можно было бы проанализировать влияние изменения КПД компрессора $\eta_{\text{к}}$ на эффективность ГТУ.

Рассмотрим простой регенеративный цикл без промежуточного охлаждения. В этом цикле сопротивление регенератора учитывается введением фиктивного значения КПД турбины.

Пример. Параметры исходного цикла: $\Delta \overline{p}_{\text{р}} = 0$; $\Delta \overline{p}_{\text{к.г}} = 0{,}05$; $\tau = 3{,}5$, $\sigma = 0{,}7$, $\pi_{\text{к}} = 7$ $\eta_{\text{т}} = 0{,}9$; $\eta_{\text{к}} = 0{,}88$; $\eta_e = 0{,}348$.

Согласно зависимости (1.25),

$$\Delta \overline{\eta}_e = \left(\frac{1 - \sigma \eta_e}{1 - \dfrac{X}{\tau \eta_{\text{т}} \eta_{\text{к}}}} \right) \Delta \overline{\eta}_{\text{т}} = \frac{1 - 0{,}7 \cdot 0{,}348}{1 - \dfrac{1{,}74}{3{,}5 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}88}} \Delta \overline{\eta}_{\text{т}} = 2{,}03 \Delta \overline{\eta}_{\text{т}}.$$

При относительных суммарных потерях в регенераторе $\Delta \overline{p}_{\text{р}} = 0{,}04$ (см. рис. 1.12), $\overline{\eta}_{\text{т}}^{\text{ф}} = 0{,}98$ и соответственно $\eta_{\text{т}}^{\text{ф}} = 0{,}98 \cdot 0{,}9 = 0{,}882$, $\Delta \overline{\eta}_{\text{т}} = (0{,}9 - 0{,}882)/0{,}9 = 0{,}02$. Следовательно, сопротивление регенератора 4 % вызовет относительное снижение КПД ГТУ на 4,06 % при рассмотренных параметрах цикла.

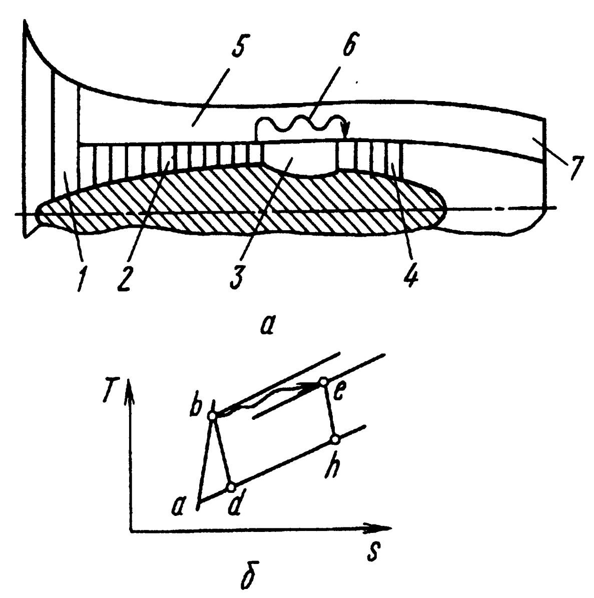


Рис. 1.14. Схема воздушной системы охлаждения турбины двухконтурного турбовентиляторного авиационного двигателя:
а – принципиальная схема двигателя; *б* – термодинамический цикл второго контура двигателя; *a–b–d–a* – цикл при отсутствии теплообменника; *a–b–e–h–a* – цикл при наличии теплообменника

Параметры теплообменных аппаратов вспомогательных систем ГТУ не оказывают непосредственного влияния на выбор основных параметров ГТУ и на характеристики ГТУ. Исключение составляют теплообменные аппараты системы охлаждения турбины. Такие теплообменники встраиваются в систему охлаждения для предварительного охлаждения охладителя или для отвода теплоты из замкнутой системы охлаждения. Характерным примером может служить воздушная система охлаждения турбины двухконтурного турбовентиляторного авиационного двигателя, принципиальная схема которой дана на рис. 1.14, *а*. Воздух для охлаждения турбины *4* отбирается от компрессора *2* первого контура, подается в воздухоохладитель *6*, расположенный в воздушном канале *5* второго контура двигателя, и затем поступает на охлаждение турбины. Воздух в канал второго контура нагнетается вентилятором *1*, проходит по каналу *5* и затем расширяется в сопле *7*, создавая тягу второго контура (для простоты рассуждений рассматривается схема двухконтурного двигателя без сгорания во втором контуре). На рис. 1.14, *б*

показан исходный термодинамический цикл a–b–d–a второго контура двигателя при отсутствии в нем теплообменника, а также цикл a–b–e–h–a при наличии его в контуре. Для большей наглядности анализируемого эффекта понижение давления вследствие собственного сопротивления канала *5* отнесено к эффективности $\eta_\text{р}$ процесса расширения в выходном сопле *7*. При наличии в канале *5* теплообменника вследствие его сопротивления давление p_b понижается до давления p_e, но одновременно происходит воздух подогревается отводимой через теплообменник теплотой, т.е. осуществляется полный тепловой цикл теплового двигателя. Очевидно, что цикл с теплообменником становится целесообразным, когда работа процесса расширения e–h становится больше работы расширения b–d, поскольку работа сжатия в сопоставимых циклах одна и та же (индексы при температуре T и давлении p характеризуют температуру и давление в соответствующих точках, см. рис. 1.14):

$$c_pT_b\left[1-\left(\frac{p_a}{p_b}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]\eta_\text{р}\leq c_pT_e\left[1-\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]\eta_\text{р} \tag{1.26}$$

или

$$\frac{\left[T_a\left(1+\dfrac{X-1}{\eta_\text{к}}\right)+\Delta T\right]\left(1-\dfrac{1}{\bar{\varepsilon}X}\right)}{T_a\left(1+\dfrac{X-1}{\eta_\text{к}}\right)\left(1-\dfrac{1}{X}\right)}\geq 1, \tag{1.27}$$

где $X=\left(\dfrac{p_b}{p_a}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$; ΔT — подогрев воздуха в теплообменном аппарате; $\bar{\varepsilon}=\left(1-\Delta\bar{p}_\text{т.а}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$.

Решая уравнение (1.27) относительно подогрева воздуха во втором контуре ΔT, получаем выражение, характеризующее минимально необходимый подогрев воздуха второго контура в теплообменнике:

$$\frac{T_a\left(1+\dfrac{X-1}{\eta_\text{к}}\right)\left(1-\dfrac{1}{X}\right)}{1-\dfrac{1}{\bar{\varepsilon}X}}-T_a\left(1+\frac{X-1}{\eta_\text{к}}\right)\leq\Delta T. \tag{1.28}$$

Рассмотрим влияние теплообменника на параметры двухконтурного ГТД на конкретном примере.

Пример. Основные исходные данные:
степень повышения давления в первом контуре $\pi_{к} = 25$;
степень повышения давления вентилятора $\pi_{в} = 2$;
степень двухконтурности $i = 2$;
КПД компрессора первого контура $\eta_{к} = 0{,}89$;
КПД вентилятора $\eta_{к} = 0{,}89$.
Результаты расчета по выражению (1.28) сведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2. **Определение температуры минимально необходимого подогрева воздуха второго контура**

Показатель	Температура T_a на входе в двигатель, К			
	288		223	
Относительные потери давления в теплообменнике, $\Delta p_{т.а}$	0,005	0,01	0,005	0,01
Температура минимально необходимого подогрева воздуха второго контура, К	1,85	3,84	1,43	2,96

Для данного примера при $T_a = 288$ К температура за компрессором первого контура составляет 780 К. Допустим, что при понижении температуры охлаждающего воздуха на $\Delta T_{охл} = 200$ К, т.е. до 580 К, относительный расход воздуха g из первого контура на охлаждение составляет 0,08. Следовательно, подогрев воздуха второго контура при этом будет $\Delta T = \dfrac{g\Delta T_{охл}}{i} = 0{,}08 \cdot 200/2 = 8$ К, что превышает минимально необходимый подогрев воздуха второго контура для получения положительного эффекта от увеличения тяги второго контура.

Заметим, что понижение температуры охлаждающего воздуха на 200 К может привести примерно к полуторному снижению расхода охлаждающего воздуха, т.е. в варианте без теплообменника расход воздуха на охлаждение мог бы превысить 0,12. Размещенный во втором контуре теплообменник системы охлаждения приводит к увеличению тяги и экономичности двухконтурного авиационного газотурбинного двигателя. Однако для этого требуются оптимизация и согласование параметров теплообменника системы охлаждения с параметрами системы охлаждения и двигателя.

Аналогичный подход приемлем при анализе параметров вспомогательных теплообменных аппаратов любой другой системы охлаждения.

Далее, в учебнике при анализе конкретных типов теплообменных аппаратов рассматриваются другие характерные примеры взаимного влияния параметров теплообменных аппаратов и ГТУ.

1.4. Технико-экономические требования к теплообменным аппаратам

Независимо от назначения и используемого типа теплообменных аппаратов предъявляемые к ним требования — теплогидравлические (режимные), конструктивные, технологические, эксплуатационные и экономические — носят достаточно общий характер.

Теплообменный аппарат должен обеспечивать заданный теплосъем в рабочем диапазоне температур теплоносителей как на расчетном режиме, так и на режимах частичной мощности, а также удовлетворять требованиям по заданному уровню потерь давления теплоносителей или насосной мощности для циркуляции теплоносителей. Конструктивные формы теплообменного аппарата, массу и габарит согласуют с компоновочным решением энергоустановки, элементом которой является данный теплообменник. Кроме того, к массе и габаритным размерам теплообменного аппарата могут быть предъявлены специальные требования, связанные с доставкой теплообменного аппарата к месту постоянной эксплуатации. Например, регенераторы или промежуточные воздухоохладители крупных стационарных ГТУ часто доставляются потребителю отдельно от ГТУ с помощью различного рода транспортных средств. В этом случае дополнительные ограничения на массу и габарит сопряжены с требованиями транспортировки теплообменного аппарата. Так, для удовлетворения этих требований может потребоваться многомодульное исполнение теплообменника с окончательной сборкой модулей в единый теплообменник на площадке потребителя. Аналогичные требования могут предъявляться к теплообменникам космического назначения, когда после доставки объекта на орбиту предусматривается "развертывание" теплообменника в рабочую позицию.

Конструкция теплообменного аппарата должна быть ориентирована на использование высокотехнологичного производства и унифицированных элементов конструкции, что обеспечивает минимальные

стоимость изготовления и трудозатраты при ее доводке. Так, широко применяют унифицированные секции, из которых составляют матрицу теплообменника заданной тепловой производительности. Материалы, используемые для изготовления теплообменника, должны быть работоспособными в рабочем диапазоне значений температуры и давления, быть совместимыми с теплоносителями, а также должны характеризоваться высокой износоустойчивостью при работе в абразивной среде, допускать тепловые удары при внезапных изменениях режимных параметров, обладать высокой теплопроводностью, а для теплообменных аппаратов аккумуляционного типа — и высокой теплоемкостью.

Конструкция теплообменного аппарата и способ его изготовления должны обеспечивать рабочий ресурс и надежность в пределах заданного полного или межремонтного ресурса (в некоторых случаях доступ для ремонта теплообменного аппарата в пределах заявленного ресурса является невозможным по условиям эксплуатации объекта). Конструкция теплообменного аппарата должна быть ориентирована на малую стоимость технического обслуживания, его легкость и удобство, должна характеризоваться высокой ремонтопригодностью. Для работы на загрязняющих средах теплообменный аппарат конструируют так, чтобы загрязнение в процессе эксплуатации было минимальным, а очистка поверхности теплообмена была эффективной, дешевой и по возможности "на ходу", без отключения теплообменного аппарата.

При эксплуатации теплообменного аппарата должна соблюдаться техника безопасности, выполняться экологические требования и требования санитарно-технических норм.

Безусловно, для теплообменного аппарата конкретного назначения и заданных условий работы многие из требований исключаются. Тем не менее даже уменьшенный объем требований удовлетворить одновременно довольно сложно. Поэтому в процессе проектирования теплообменного аппарата ведется поиск компромиссных решений, которые в большей степени удовлетворяют предъявленным требованиям. К сожалению, объективной оценки качества выбранного компромиссного решения не существует — все определяется опытом разработчика.

Глава 2

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

2.1. Конвективный теплообмен в матрице теплообменного аппарата

Теплообмен между поверхностью теплообмена и обтекающим ее потоком теплоносителя происходит за счет явлений конвекции и излучения. В большинстве практически используемых теплообменных аппаратов ГТУ уровень рабочих температур таков, что доля лучистого теплового потока в передаваемом тепловом потоке пренебрежимо мала. Поэтому обычно рассматривают только конвективный тепловой поток, а доля лучистого теплового потока учитывается введением соответствующей поправки к конвективному тепловому потоку. В высокотемпературных теплообменниках или холодильниках-излучателях, где процесс большею частью или целиком определяется излучением при расчете теплообмена, используют закономерности теплового излучения.

Для теплообменника характерна принудительная циркуляция теплоносителя через каналы матрицы, даже если таковая является результатом естественной тяги, генерируемой башней воздушной градирни, вытяжной трубой или скоростным напором втекающего потока. Режим движения теплоносителя, обтекающего поверхность теплообмена, может быть ламинарным, переходным или турбулентным. В зоне переходного режима при небольших отклонениях значения числа Рейнольдса от расчетного можно ожидать резкого изменения характеристик теплообмена, что делает работу теплообменного

аппарата непредсказуемой. Поэтому теплообменные аппараты предпочитают проектировать на ламинарный или турбулентный режим течения теплоносителей. Хотя турбулентный режим характеризуется более интенсивным конвективным теплообменом и является предпочтительным, теплообменные аппараты с высококомпактными поверхностями теплообмена (малые гидравлические диаметры), а также теплообменные аппараты с высоковязкими теплоносителями часто проектируют на ламинарный режим, что позволяет избежать чрезмерных потерь давления теплоносителей.

Несмотря на высокий уровень развития теории конвективного теплообмена, применение строгих теоретических решений для расчета теплообмена в теплообменных аппаратах носит ограниченный характер, так как реальный тепловой поток при сложных конфигурациях каналов, неравномерных полях давлений и температур сильно отличается от его теоретической модели. Поэтому в основу процессов расчета конвективного теплообмена в элементах поверхностей теплообмена положены данные обширных экспериментальных исследований теплообмена на специальных моделях и натурных объектах, обработанные на основе теории подобия и представленные в виде критериальных уравнений типа $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Gr}, \mathrm{Pr}, l/d, T_{\text{с}}/T_{\text{ж}})$. При расчете процессов конвективного теплообмена часто используют также критериальное уравнение в виде $\mathrm{St} = \mathrm{Nu}/(\mathrm{RePr})$. Конкретные критериальные уравнения содержатся в многочисленных справочниках по теплообмену. Ниже приведены лишь некоторые из них, необходимые для изложения последующего материала.

Расчет осредненного по длине канала коэффициента теплоотдачи при ламинарном течении теплоносителя при $l/d > 10$ и $\mathrm{Re} > 10$ можно производить по зависимости, рекомендованной И.М. Михеевым:

$$\mathrm{Nu} = 1{,}4(\mathrm{Re}\, l/d)^{0{,}4}\mathrm{Pr}_{\text{ж}}^{0{,}43}(\mathrm{Pr}_{\text{ж}}/\mathrm{Pr}_{\text{с}})^{0{,}25}, \qquad (2.1)$$

где $\mathrm{Nu} = \dfrac{\alpha d}{\lambda_{\text{ж}}}$; $\mathrm{Re} = \dfrac{cd\rho_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}}$; индекс “ж” означает, что теплофизические свойства теплоносителя приняты по средней температуре теплоносителя, а индекс “с” — по температуре стенки. Комплекс $(\mathrm{Pr}_{\text{ж}}/\mathrm{Pr}_{\text{с}})^{0{,}25}$ учитывает зависимость теплофизических свойств теплоносителя от температуры и направления теплового потока. Зависимость (2.1) справедлива для значений $\dfrac{l}{d} < 0{,}067\mathrm{Re}_{\text{ж}}\mathrm{Pr}_{\text{ж}}^{5/6}$.

Если $l/d > 0{,}067\mathrm{Re}_ж\mathrm{Pr}_ж^{5/6}$, то значение числа Nu становится постоянным, соответствующим стабилизированному течению теплоносителя в канале. Это постоянное значение числа называется предельным. Для канала цилиндрической формы при q = const предельное значение числа Нуссельта

$$\mathrm{Nu} = 3{,}657. \quad (2.2)$$

Для каналов другой конфигурации (при постоянной температуре стенки или постоянном вдоль канала тепловом потоке) значение числа Nu для стабилизированного потока колеблется от 8,235 до 1,99. Зависимости (2.1) и (2.2) справедливы в условиях, когда влияние подъемных сил и других возмущающих факторов не проявляется.

При турбулентном режиме для стабилизированного потока теплообмен в канале описывается зависимостью, рекомендованной М.А. Михеевым:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}021\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}_ж^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_ж}{\mathrm{Pr}_с}\right)^{0,25}. \quad (2.3а)$$

Для стабилизированного потока газообразного теплоносителя можно воспользоваться также формулой Кутателадзе и Леонтьева [9]

$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}_ж^{0,4}\left(\frac{T_с}{T_ж}\right)^{-0,37}. \quad (2.3б)$$

Определяющим геометрическим размером, используемым в уравнениях (2.1)–(2.3б), является гидравлический диаметр канала, определяющей температурой — средняя температура теплоносителя. Начальный участок канала, особенно на первых 10 калибрах, характеризуется повышенным значением коэффициента теплоотдачи, что часто используют при разработке интенсифицированных поверхностей теплообмена. Влияние начального участка канала учитывают поправкой ε_l (табл. 2.1), на которую умножают число Nu, определенное по зависимостям для стабилизированного потока.

Таблица 2.1. **Значения поправки ε_l**

Re	Значения ε_l при l/d						
	1	5	10	20	30	40	50
$\le 2{,}2\cdot10^4$	1,65	1,34	1,23	1,13	1,07	1,03	1
$\le 2{,}2\cdot10^5$	1,28	1,15	1,1	1,06	1,03	1,02	1
10^6	1,14	1,08	1,05	1,03	1,02	1,01	1

В большинстве случаев относительная длина канала в матрице теплообменника существенно превышает 50 калибров, что не требует введения поправки на начальный участок.

Для расчета теплообмена в канале при переходном режиме можно, например, использовать зависимость [20]

$$\mathrm{Nu} = 0{,}116\left(\mathrm{Re}^{2/3} - 125\right)\mathrm{Pr}_{ж}^{1/3}\left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{2/3}\right]\left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{с}}\right)^{0{,}14}. \qquad (2.4)$$

В расчетной практике удобнее применять однотипные уравнения (особенно при использовании ЭВМ), поэтому для расчета теплообмена в канале при переходном режиме можно пользоваться уравнением (2.3а) и для переходной области, умножая полученный результат на поправочный коэффициент ψ. Значения поправочного коэффициента ψ сведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2. **Значения поправочного коэффициента ψ для переходного режима**

Re	2200	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	9000	10000
ψ	0,22	0,35	0,45	0,59	0,7	0,76	0,86	0,91	0,99	1,0

Расчет теплообмена при поперечном обтекании трубного пучка коридорной компоновки можно производить по зависимостям

$$\mathrm{Nu} = 0{,}56\mathrm{Re}^{0{,}5}\mathrm{Pr}_{ж}^{0{,}36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{с}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при} \quad \mathrm{Re} < 10^3; \qquad (2.5)$$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}22\mathrm{Re}^{0{,}65}\mathrm{Pr}_{ж}^{0{,}36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{с}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при} \quad \mathrm{Re} > 10^3. \qquad (2.6)$$

Для пучка шахматной компоновки используют зависимости

$$\mathrm{Nu} = 0{,}56\mathrm{Re}^{0{,}5}\mathrm{Pr}_{ж}^{0{,}36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{с}}\right) \quad \text{при} \quad \mathrm{Re} < 10^3; \qquad (2.7)$$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}4\mathrm{Re}^{0{,}6}\mathrm{Pr}_{ж}^{0{,}36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{с}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при} \quad \mathrm{Re} > 10^3, \qquad (2.8)$$

где определяющим размером является наружный диаметр трубы, а теплофизические параметры приняты по средней температуре теплоносителя.

Зависимости (2.5)–(2.8) справедливы для расчета теплообмена начиная с третьего ряда труб и при натекании потока теплоносителя под углом 90°. Для труб первого ряда вносится поправочный коэффициент 0,6; для труб второго ряда коридорного трубного пучка — 0,9; шахматного — 0,7. При малой глубине трубного пучка определяют средневзвешенное значение коэффициента теплоотдачи, а при больших глубинах влиянием первых рядов пренебрегают.

Влияние угла натекания потока φ на трубный пучок учитывают поправкой ε_φ (табл. 2.3), на которую следует умножить значения числа Nu, рассчитанные по выражениям (2.5)–(2.8).

Таблица 2.3. **Значения поправки ε_φ**

φ, градусы	90	80	70	60	50	40	30	20
ε_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52

К числу часто используемых поверхностей теплообмена относятся развитые оребренные поверхности различного типа. Геометрические и теплогидравлические характеристики многих из них в систематизированном виде представлены в монографии В.М. Кейса и А.Л. Лондона [8], а также содержатся в многочисленных публикациях других исследователей.

В регенераторе ГТУ ГТ-50-800 ХТГЗ использована трубчатая поверхность с оребрением, ориентированным вдоль оси трубы. Геометрические размеры оребренной трубы показаны на рис. 2.1. Для расчета внешнего теплообмена при Re = 2500 ... 4500 заводом рекомендована зависимость

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0252\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}_ж^{0,43}, \quad (2.9)$$

где характерный геометрический размер — эквивалентный диаметр межтрубного канала. Теплофизические параметры теплоносителя приняты по

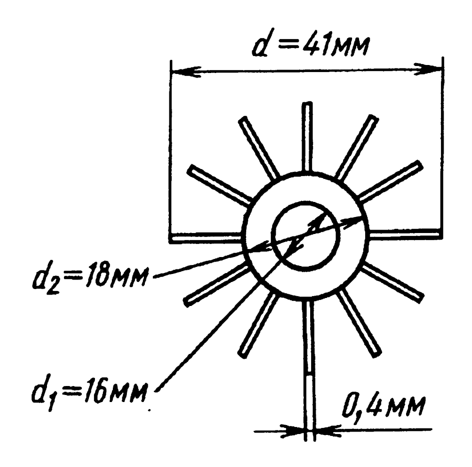


Рис. 2.1. Оребренная поверхность теплообмена регенератора ГТУ ГТ-50-800 ХТГЗ (число ребер 12)

средней температуре теплоносителя, коэффициент теплоотдачи отнесен ко всей оребренной поверхности (т.е. не учитывается неравномерная температура ребра). Зависимость (2.9) справедлива при использовании в качестве теплоносителей воздуха, дымовых газов и ребер из стали 1Х18Н9Т.

2.2. Теплопередача через оребренную поверхность теплообмена

2.2.1. Коэффициент эффективности ребра

В общем случае стационарный процесс распространения теплоты в массиве ребра с постоянной теплопроводностью подчиняется уравнению Лапласа

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0. \tag{2.10}$$

Если пренебречь изменением температуры вдоль длины ребра (ребро с бесконечной продольной теплопроводностью), то задача сведется к двумерной. Но даже в этом случае для ее решения придется прибегать к численным методам, что считается нецелесообразным для рутинных инженерных расчетов. Вместе с тем многолетний опыт проектирования свидетельствует о том, что при реальных размерах ребра, реальных граничных условиях и теплопроводности материала ребра допустимо пренебречь двухмерностью температурного поля, представляя процесс распространения теплоты в ребре в одномерной постановке.

В классической теории теплообмена рассматривается одномерная задача распространения теплоты в прямом ребре прямоугольного, треугольного или трапециевидного профиля и в кольцевом ребре прямоугольного профиля (рис. 2.2), что, по существу, охватывает практический диапазон используемого оребрения. Решение ищут для постоянных вдоль контура граничных условий (α = const и $T_{\text{ж}}$ = const).

Для ребра высотой $l_{\text{р}}$ температура на торце ребра

$$T_l = T_{\text{ж}} + (T_0 - T_{\text{ж}})\frac{1}{\operatorname{ch} ml_{\text{р}} + \dfrac{\alpha}{m\lambda}\operatorname{sh} ml_{\text{р}}}, \tag{2.11}$$

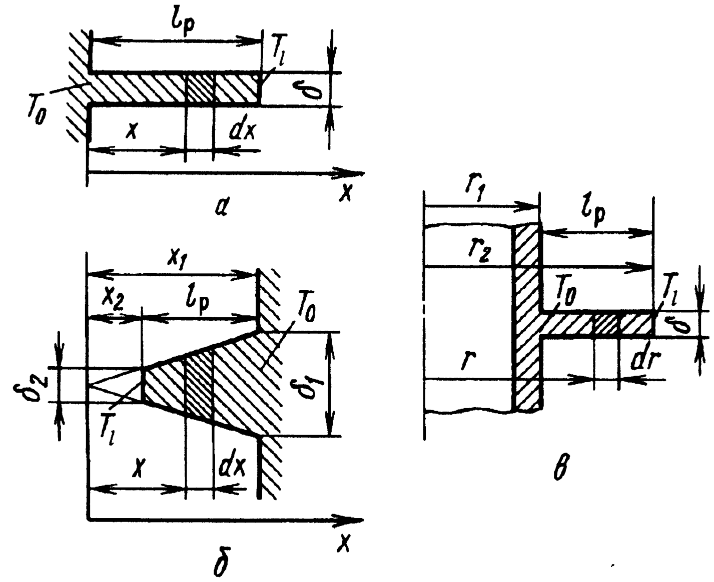


Рис. 2.2. Геометрические характеристики оребрения:
а – прямое ребро прямоугольного профиля; *б* – прямое ребро треугольного или трапециевидного профиля; *в* – кольцевое ребро прямоугольного профиля; T_0 – температура основания ребра; T_l – температура торца ребра; l_p – высота ребра; δ – толщина ребра; δ_1 – толщина ребра у основания трапециевидного ребра; δ_2 – толщина ребра на конце трапециевидного ребра; x – координата сечения ребра; dx – элементарное приращение высоты ребра; r_1 – радиус трубы у основания ребра; r_2 – радиус периферийного сечения ребра; r – радиус рассматриваемого сечения; dr – элементарное приращение радиуса

передаваемый тепловой поток

$$Q = \lambda m f (T_0 - T_ж) \frac{\dfrac{\alpha}{m\lambda} + \operatorname{th} m l_р}{1 + \dfrac{\alpha}{m\lambda} \operatorname{th} m l_р}, \qquad (2.12)$$

где $T_ж$ — температура окружающей среды; T_0 — температура основания ребра; λ — теплопроводность ребра; $m = \sqrt{2\alpha/(\lambda\delta)}$; δ — толщина ребра; f — площадь поперечного сечения ребра. Если торец ребра теплоизолирован, температура на торце ребра

$$T_l = T_ж + (T_0 - T_ж) \frac{1}{\operatorname{ch} m l_р}; \qquad (2.13)$$

теплосъем с боковой поверхности ребра

$$Q = \lambda f m (T_0 - T_ж) \operatorname{th} m l_р. \qquad (2.14)$$

Выражения (2.13) и (2.14) более удобны в расчетной практике. Ими можно также пользоваться и при расчете ребра конечной высоты с нетеплоизолированным торцом, если высоту ребра условно увеличить на половину его толщины.

Расчетные зависимости для ребер иной геометрии выражены через функции Бесселя и неудобны для расчетной процедуры. Поэтому применяют упрощенный расчет. Определяют теплосъем $Q_п$ прямого ребра прямоугольного профиля равной высоты и толщины (для треугольного и трапециевидного принимается средняя толщина ребра) длиной 1 м и поверхностью $F_п$, а затем вносят поправку ε на форму ребра и учитывают реальную поверхность теплообмена F ребра: $Q = Q_п \varepsilon F / F_п$. Значения поправки ε для ребер трапециевидного и треугольного профилей приведены на рис. 2.3, а для кольцевого ребра — на рис. 2.4.

При анализе теплосъема с ребра удобно ввести понятие "эффективность ребра". Рассмотрим прямое ребро прямоугольного профиля. Локальная температура T_x изменяется вдоль высоты ребра от основания до торца по закону экспоненты. Теплосъем с ребра можно определить зависимостью (торец теплоизолирован)

$$Q = \alpha U (T_0 - T_ж) \int\limits_0^{l_p} \frac{\operatorname{ch} m(l_p - x)}{\operatorname{ch} m l_p} dx \qquad (2.15)$$

или

$$Q = \alpha U l_p (T_0 - T_ж) \eta_р, \qquad (2.16)$$

где U — периметр поперечного сечения ребра; $\eta_р$ — коэффициент эффективности ребра.

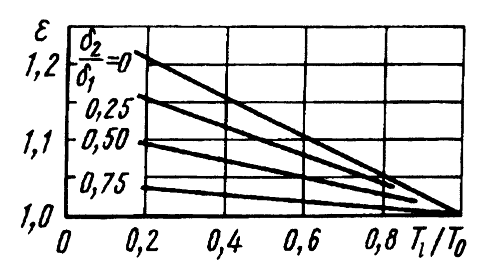


Рис. 2.3. Вспомогательный график для расчета ребер трапециевидного и треугольного профилей

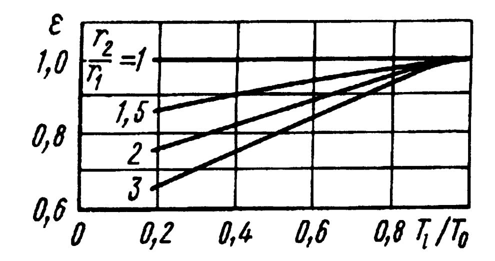


Рис. 2.4. Вспомогательный график для расчета кольцевого ребра прямоугольного профиля

Совместное рассмотрение выражений (2.15) и (2.16) позволяет представить коэффициент эффективности прямого ребра прямоугольного профиля в виде

$$\eta_{\text{р}} = \frac{\operatorname{th} m l_{\text{р}}}{m l_{\text{р}}}. \tag{2.17}$$

2.2.2. Коэффициент эффективности оребренной поверхности, коэффициент теплопередачи через оребренную поверхность

Оребренная поверхность теплообмена может представлять собой стенку с односторонним или двусторонним оребрением. Рассмотрим поверхность с двусторонним оребрением, схема которой представлена на рис. 2.5. Там же приведены геометрические характеристики поверхности, температуры теплоносителей T_1, T_2 и коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2. Теплопроводность материала ребра и стенки принята одинаковой и равна λ. Принято допущение, что градиент температуры вдоль стенки, несущей оребрение, равен нулю. Тепловой поток через оребренную стенку может быть представлен системой трех уравнений, описывающих конвективные тепловые потоки к оребренным сторонам поверхности теплообмена и тепловой поток теплопроводностью через несущую оребрение стенку

$$(F_{\text{мр}1} + F_{\text{р}1}\eta_{\text{р}1})\alpha_1(T_1 - T_{\text{с}1}) = Q; \tag{2.18}$$

$$\frac{\lambda}{\delta}(T_{\text{с}1} - T_{\text{с}2})F_{\text{с}} = Q; \tag{2.19}$$

$$(F_{\text{мр}1} + F_{\text{р}2}\eta_{\text{р}2})\alpha_2(T_{\text{с}2} - T_2) = Q, \tag{2.20}$$

где $F_{\text{мр}}$ — площадь межреберной поверхности, $F_{\text{р}}$ — площадь поверхности ребра; $\eta_{\text{р}}$ — коэффициент эффективности ребра; $T_{\text{с}1}$, $T_{\text{с}2}$ — температура поверхности несущей стенки; $F_{\text{с}}$ — площадь поверхности несущей стенки.

Принимая во внимание, что полная площадь поверхности $F_{\text{ор}}$ по оребренной стороне составлена из площади межреберной поверхности $F_{\text{мр}}$ и площади поверхности оребрения $F_{\text{р}}$, зависимости (2.18) или (2.20) можно представить в виде

$$F_{\text{мр}} + F_{\text{р}}\eta_{\text{р}} = F_{\text{ор}}\left(1 - \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{ор}}}(1 - \eta_{\text{р}})\right) = \frac{Q}{\alpha(T - T_{\text{с}})},$$

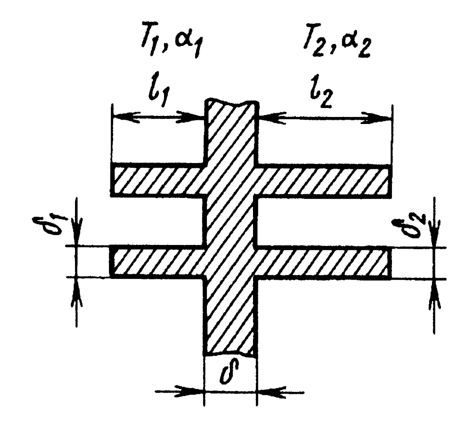


Рис. 2.5. Схема оребренной поверхности с двусторонним оребрением

откуда

$$\eta_{\text{ор}} = \left(1 - \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{ор}}}(1 - \eta_{\text{р}})\right), \tag{2.21}$$

где $\eta_{\text{ор}}$ — коэффициент эффективности оребренной поверхности.

Совместное решение уравнений (2.18)–(2.20) с учетом (2.21) приводит к следующему выражению:

$$\frac{Q}{T_1 - T_2} = \left(\frac{1}{\alpha_1 F_1 \eta_{\text{ор}1}} + \frac{\delta}{\lambda F_{\text{с}}} + \frac{1}{\alpha_2 F_2 \eta_{\text{ор}2}}\right)^{-1}, \tag{2.22}$$

правая часть которого представляет собой произведение коэффициента теплопередачи на поверхность теплообмена. В зависимости от того, какая поверхность теплообмена (одна из трех) будет принята в качестве расчетной, выражения коэффициента теплопередачи через оребренную поверхность будут иметь следующие значения:

если коэффициент теплопередачи приведен к оребренной поверхности F_1, то

$$K_{F_1} = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1 \eta_{\text{ор}1}} + \dfrac{\delta F_1}{\lambda F_{\text{с}}} + \dfrac{1}{\alpha_2 \eta_{\text{ор}2}} \dfrac{F_1}{F_2}}; \tag{2.23}$$

если коэффициент теплопередачи приведен к оребренной поверхности F_2, то

$$K_{F_2} = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_2 \eta_{\text{ор}2}} + \dfrac{\delta F_2}{\lambda F_{\text{с}}} + \dfrac{1}{\alpha_1 \eta_{\text{ор}1}} \dfrac{F_2}{F_1}}; \tag{2.24}$$

если коэффициент теплопередачи приведен к исходной гладкой поверхности F_c, то

$$K_{F_c} = \frac{1}{\dfrac{F_c}{\alpha_1 \eta_{\text{op}1} F_1} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha_2 \eta_{\text{op}2}} \dfrac{F_c}{F_2}}. \tag{2.25}$$

Выражения (2.23)—(2.25) просты в использовании, и именно их употребляют в практике расчетов теплообменных аппаратов. Применение этих же выражений при обработке результатов теплового эксперимента на оребренной поверхности конкретной геометрии (получение критериальных зависимостей $\text{Nu} = f(\text{Re})$) с последующим их использованием при расчетах коэффициента теплопередачи повышает степень достоверности расчетных результатов.

2.2.3. Дополнительная информация об оребренных поверхностях

Условия выгодности введения оребрения. Поскольку оребренная поверхность технологически сложнее и дороже неоребренной, следует оценить условия выгодности введения оребрения. Очевидно, что оребрение становится выгодным, если это приводит к увеличению передаваемого теплового потока. Математически это формулируется так:

$$\frac{dQ}{dl_p} \geq 0. \tag{2.26}$$

Следовательно, предельным является условие равенства производной (2.26) нулю. Такое утверждение окажется справедливым, если тепловой поток через ребро будет представлен выражением (2.12), учитывающим теплосъем с торца ребра. Дифференцирование этого уравнения по l_p и последующее приравнивание производной нулю приводят к равенству

$$\left(1 + \frac{\alpha}{\lambda}\frac{1}{m}\text{th}\, ml_p\right)\frac{m}{\text{ch}^2 ml_p} = \left(\frac{\alpha}{\lambda}\frac{1}{m} + \text{th}\, ml_p\right)\frac{\alpha}{\lambda}\frac{1}{\text{ch}^2 ml_p}, \tag{2.27}$$

которое удовлетворяется при условии $2\lambda/(\alpha\delta) = 1$. Следовательно, если $2\lambda/(\alpha\delta) > 1$, то оребрение становится выгодным. Но практически оребрение становится оправданным, когда эта величина достигает значения, по крайней мере, равного 50.

Ребро минимальной массы. При проектировании теплообменных аппаратов энергоустановок, для которых по тем или иным соображениям вводится жесткое ограничение массы оребренной матрицы теплообменника, геометрический размер ребра можно выбрать таким, что при фиксированном теплосъеме масса ребра оказывается минимальной. Для определения таких геометрических соотношений, следуя Э.Р. Эккерту, рассмотрим ребро постоянной массы, что при заданной плотности материала ребра соответствует ребру с постоянной площадью, ограниченной профилем контура ребра, т.е. $f_п = l_р \delta = \mathrm{const}$. Следовательно, высоту ребра можно представить как $l_р = f_п/\delta$. Подставив это в уравнение (2.14), получим выражение для теплосъема с ребра, у которого площадь контура равна $f_п$, а глубина — 1 м:

$$Q = \sqrt{2\alpha\lambda\delta}\,(T_0 - T_ж)\,\mathrm{th}\left(\sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}}\,\frac{f_п}{\delta}\right). \qquad (2.28)$$

Дифференцируя выражение (2.28) по δ и приравнивая производную к нулю, определяем оптимальное соотношение для ребра постоянной массы, при котором ребро передаст максимальный тепловой поток:

$$\sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}}\,\frac{f_п}{\delta} = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}}\,l_р = ml_р = 1{,}419. \qquad (2.29)$$

При $ml_р = 1{,}419$ коэффициент эффективности прямого ребра прямоугольного профиля $\eta_р = 0{,}63$ и оптимальная высота ребра $l_{opt} = \sqrt{\dfrac{\lambda\delta}{\alpha}}$; для ребра треугольного профиля оптимальная высота ребра $l_{opt} = \sqrt{\dfrac{0{,}845\lambda\delta}{\alpha}}$.

Сопоставление массы прямоугольного и треугольного ребер равной тепловой производительности показывает, что материалоемкость треугольного ребра ниже примерно на 44 %.

Очевидно, можно рассмотреть и другие очертания поперечного сечения ребра в поисках оптимального профиля, отвечающего условию минимизации массы ребра. Немецким теплотехником Э. Шмидтом было показано, что такому условию отвечает постоянство градиента температуры вдоль высоты ребра, т.е. каждое поперечное

сечение ребра работает с одним и тем же удельным тепловым потоком. При этом контур ребра образуется дугой окружности радиусом

$$r = \frac{ql_{\text{р}}}{\alpha(T_0 - T_{\text{ж}})}, \tag{2.30}$$

где q — удельный тепловой поток в поперечном сечении ребра.

Ребро Шмидта характеризуется меньшей массой, нежели ребро треугольного профиля. Однако выигрыш в массе очень маленький, а технологические усложнения значительные. Кроме того, профиль ребра Шмидта соответствует строго определенным значениям коэффициента теплоотдачи, тогда как в условиях эксплуатации значение α может изменяться. Поэтому такое ребро представляет лишь теоретический интерес и на практике не используется.

Влияние коэффициента теплоотдачи на эффективность ребра. В приведенном выше анализе оребренной поверхности все выводы сделаны в предположении постоянства коэффициента теплоотдачи вдоль всей оребренной поверхности. В действительности коэффициент теплоотдачи изменяется вдоль высоты ребра; при этом минимальное значение коэффициента теплоотдачи находится у основания ребра, а максимальное — у его вершины.

По данным исследований М. Якоба, изменение локального α_x по высоте ребра описывается зависимостями:

для ламинарного режима

$$\alpha_x = \alpha_{\text{к}} \left[1 - 0{,}35\left(\frac{1}{s}\right)^{0{,}33}\left(\frac{l_{\text{р}} - x}{l_{\text{р}}}\right)^2\right]; \tag{2.31}$$

для турбулентного режима

$$\alpha_x = \alpha_{\text{к}} \left[1 - 0{,}23\left(\frac{1}{s}\right)^{0{,}33}\left(\frac{l_{\text{р}} - x}{l_{\text{р}}}\right)^{1{,}5}\right], \tag{2.32}$$

где $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент теплоотдачи у вершины ребра; s — расстояние между ребрами; $l_{\text{р}}$ — высота ребра; x — расстояние от корневого сечения ребра. Зависимости (2.31), (2.32) хорошо согласуются с результатами экспериментов на оребренной поверхности, выполненных в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Из этих зависимостей следует, что происходит заметное снижение коэффициента теплоотдачи по мере удаления от вершины ребра. В прикорневых зонах ребра локальный

температурный напор наибольший, а коэффициент теплоотдачи минимальный. У вершины ребра имеет место обратная ситуация.

Не приводя громоздких теоретических выводов проанализируем влияние неоднородности коэффициента теплоотдачи на тепловой поток и распределение температур по высоте ребра на конкретном примере.

Пример. Основные исходные данные:

$l_р = 0{,}01$ м; $s = 0{,}0002$ м; $\lambda = 30$ Вт/(м·К);

длина ребра по потоку теплоносителя принята условно 1 м;

коэффициент теплоотдачи при вершине ребра принят 90 Вт/(м·К);

изменение коэффициента теплоотдачи вдоль ребра определено по зависимости (2.31);

температурный напор у корневого сечения ребра принят 116 К;

температура окружающей среды — 0 °С.

Расчет проводился по участкам, в пределах которых коэффициент теплоотдачи принимал постоянное, осредненное по участку, значение. В пределах участка расчет изменения температуры ребра и теплового потока произведен по выражениям (2.11) и (2.12) соответственно. При расчете торец ребра принят теплоизолированным. Для сопоставления произведен расчет теплосъема с ребра и распределения температуры вдоль высоты ребра в условиях постоянства коэффициента теплоотдачи вдоль высоты ребра; при этом принято среднее по высоте ребра значение коэффициента теплоотдачи, определенное по зависимости для ламинарного режима,

$$\alpha_{ср} = \alpha_к \left[1 - 0{,}12\left(\frac{l_р}{s}\right)^{0{,}33}\right]. \tag{2.33}$$

Теплосъем с ребра при учете переменности коэффициента теплоотдачи вдоль высоты ребра оказался на 11,6 % меньше, чем в условиях постоянного осредненного значения коэффициента теплоотдачи, и составил 82 Вт. Изменение температуры по высоте ребра представлено в табл. 2.4.

Таблица 2.4. **Изменение температуры по высоте ребра**

$\bar{x} = \dfrac{x}{l_р}$	0	0,25	0,5	0,75	1,0
α_x, $\dfrac{Вт}{м^2 \cdot К}$	20,67	51	72,66	85,67	90
T_x, °С	116	85,36	63	50	45,75
$\alpha_{ср}$, $\dfrac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\alpha_{ср} = 66{,}4 = \mathrm{const}$				
T_x, °С	111,6	84,3	64,5	53,6	50,17

Неучет влияния переменности α_x, таким образом, влияет на изменение температуры по высоте ребра и приводит к некоторому завышению теплового потока. Однако это замечание больше относится к расчету систем охлаждения элементов конструкций. В теплообменных аппаратах при расчете оребренных поверхностей используют осредненное постоянное значение коэффициента теплоотдачи. Это не приводит к ошибкам при определении Q, поскольку, как правило, исходной информацией для определения $\alpha_{\text{ср}}$ служат обобщенные критериальные зависимости, построенные на осредненных значениях коэффициента теплоотдачи, полученных при продувке оребренных поверхностей.

Учет влияния двухмерности температурного поля при расчете оребренной поверхности. Методы расчета коэффициентов теплоотдачи, рассмотренные выше, основаны на гипотезе одномерности температурного поля. В действительности температурное поле может быть существенно двухмерным. На рис. 2.6 представлен пример температурного поля в оребренном элементе, полученного методом электротепловой аналогии. Можно видеть, что двухмерный характер изменения температуры имеет место не только в ребре, но и в стенке, несущей оребрение. Двухмерность температурного поля свидетельствует о том, что передаваемый через оребренный элемент тепловой поток перераспределяется между стенкой и ребром, т.е. происходит взаимодействие ребра и стенки, что не учитывается одномерными теориями. Вместе с тем двухмерные модели теплопроводности требуют использования численных методов расчета, тогда как одномерные обладают максимальной простотой и более привлекательны для инженерных расчетов. Поэтому делаются многочисленные попытки усовершенствования одномерных моделей путем введения учета двухмерности явления теплопередачи и повышения за счет этого достоверности расчетов.

Рассмотрим метод расчета теплопередачи через оребренную стенку, разработанный В.В. Уваровым. На рис. 2.7, *а* представлена схема поверхности с двусторонним оребрением и совмещенными ребрами, а на рис. 2.7, *б* — поверхности с ребрами, смещенными относительно друг друга на половину шага. Исходя из предпосылки, что высота ребра и межреберное расстояние намного больше толщины несущей стенки и ребер, модель оребренного элемента поверхности представлена состоящей из стержней *1 – 4* (рис. 2.8, *а*) для стенки с совмещенными ребрами и стержней *1 – 3* (рис. 2.8, *в*) для стенки со

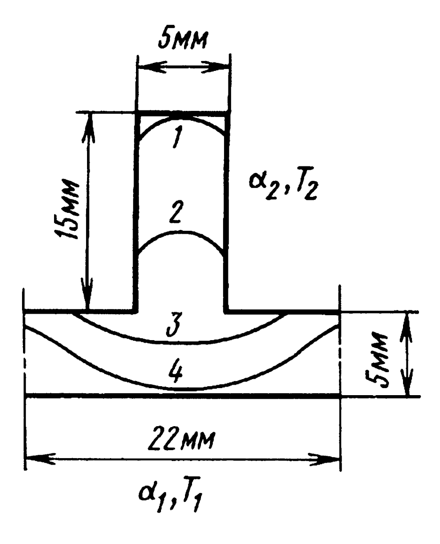


Рис. 2.6. Температурное поле в поперечном сечении оребренного элемента плоской стенки (по результатам электротеплового моделирования):
α_1 = 1163 Вт/(м^2·К); α_2 = 581 Вт/(м^2·К); T_1 = 1273 К; T_2 = 473 К; λ = 11,6 Вт/(м·К);
1 – 581 К; *2* – 798 К; *3* – 950 К; *4* – 1007 К

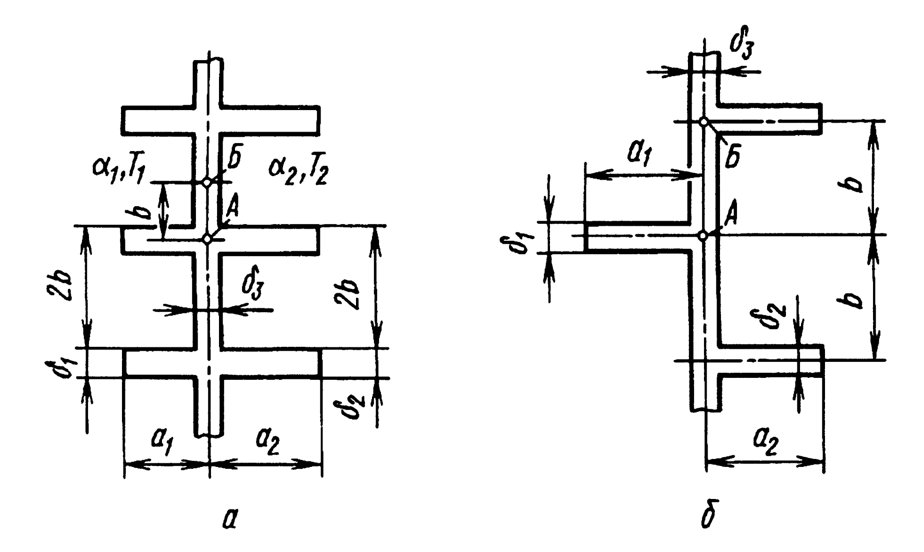


Рис. 2.7. Расчетные схемы поверхностей теплообмена с двусторонним оребрением:
а – поверхность с совмещенными ребрами; *б* – поверхность со смещенными ребрами; α_1, α_2 – коэффициенты теплопередачи; T_1, T_2 – температуры теплоносителя; $2b$ – шаг оребрения; a_1, a_2 – высота ребра по двум оребренным сторонам соответственно; δ_1, δ_2 – толщина ребра по двум оребренным сторонам соответственно; А – узловая точка на пересечении стенки и ребер; Б – узловая точка на половине расстояния между ребрами (рис. 2.7, *а*) или на пересечении смещенного ребра со стенкой (рис. 2.7, *б*)

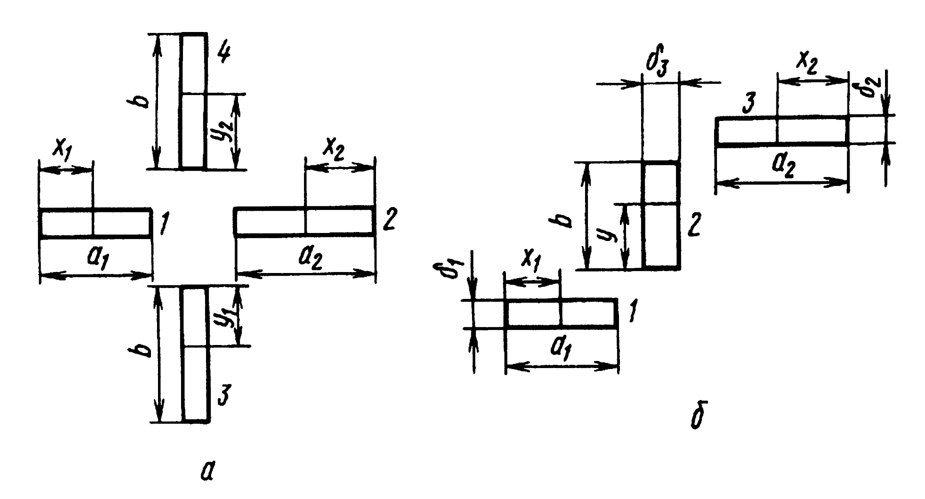


Рис. 2.8. Схема структурных элементов оребренной поверхности теплообмена:

а – для совмещенных ребер; *б* – для смещенных ребер; x, y – координаты рассматриваемого сечения ребра и стенки соответственно (другие обозначения те же, что и на рис. 2.7)

смещенными ребрами. Точками сопряжения стержней (см. рис. 2.7) являются узловые точки А и Б соответственно.

Приняты следующие допущения: коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 по обе стороны оребренной поверхности, а также коэффициент теплопроводности ребер и стенки λ — величины постоянные, свободные торцы ребер *2*, *4* и *1*, *3* теплоизолированы. Температуры T_1 и T_2 омывающих сред также постоянны вдоль всей оребренной поверхности.

Рассмотрим стенку с совмещенными ребрами — элемент поверхности теплообмена длиной в один шаг. Система координат и размеры элемента приведены на рис. 2.8, *а*. Общее решение дифференциального уравнения распространения теплоты в оребренной стенке в рамках одномерной задачи

для стержня *1*

$$t_1 - T_1 = C_1 e^{m_1 x_1} + C_2 e^{-m_1 x_1}, \tag{2.34}$$

где $m_1 = \sqrt{\dfrac{2\alpha_1}{\lambda\delta_1}}$;

для стержня *2*

$$t_2 - T_2 = C_3 e^{m_2 x_2} + C_4 e^{-m_2 x_2}, \tag{2.35}$$

где $m_2 = \sqrt{\dfrac{2\alpha_2}{\lambda\delta_2}}$;

для стержня *3*

$$t_3 - T_m = C_5 e^{my_1} + C_6 e^{-my_1}, \quad (2.36)$$

где $m_3 = \sqrt{\dfrac{\alpha_1 + \alpha_2}{\lambda\delta_3}}$;

$$T_m = \frac{\alpha_1 T_1 + \alpha_2 T_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (2.37)$$

где α_1, α_2, T_1, T_2 — коэффициенты теплоотдачи и температуры среды по сторонам оребренной поверхности (другие обозначения см. на рис. 2.8, *а*).

Температура T_m является некоторой эквивалентной температурой окружающей стенку среды. Отметим, что уравнение (2.36) описывает также закон изменения температуры и в стержне *4*. Система уравнений (2.34)–(2.36) содержит шесть произвольных постоянных, для определения которых привлекаются шесть граничных условий:

1) при $x_1 = 0$ $\left(\dfrac{dt_1}{dx}\right)_{x=0} = 0$;

2) при $x_2 = 0$ $\left(\dfrac{dt_2}{dx}\right)_{x=0} = 0$;

3) при $y = b$ $\left(\dfrac{dt_3}{dy}\right)_{y=b} = 0$;

4—5) при $x_1 = a_1$, $x_2 = a_2$, $y = 0$ $t_1 = t_2 = t_3$;

6) при $x_1 = a_1$, $x_2 = a_2$, $y = 0$

$$\delta_1\left(\frac{dt_1}{dx}\right)_{a_1} + \delta_2\left(\frac{dt_2}{dx}\right)_{a_2} + \delta_3\left(\frac{dt_3}{dy}\right)_{y=0} = 0.$$

Последнее граничное условие носит несколько условный характер, поскольку в узловой точке A происходит наложение элементов *1*, *2*, *3* и *4* друг на друга в пределах их толщины. После определения констант C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6 и подстановки их значений в исходные уравнения (2.34)–(2.36) можно определить передавемый через оребренный элемент тепловой поток

$$Q = 2\alpha_1 \int_0^{a_1} (T_1 - t_1)\,dx_1 + 2\alpha_1 \int_0^{b} (T_1 - t_3)\,dy =$$

$$= 2\alpha_2 \int_0^{a_2} (t_2 - T_2)\,dx_2 + 2\alpha_2 \int_0^{b} (t_3 - T_2)\,dy = K\cdot 2b(T_1 - T_2). \quad (2.38)$$

Решение уравнения (2.38) относительно коэффициента теплопередачи K, приведенного к поверхности исходной несущей стенки (элементы *3*, *4*), сводится к определению коэффициента теплопередачи через оребренную стенку с совмещенными ребрами:

$$K = \frac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_2}\left[1+\frac{1}{b}\frac{\alpha_1 A_2(A_1+B)+\alpha_2 A_1(B+A_2)}{\alpha_1 A_1+\alpha_2 A_2+B(\alpha_1+\alpha_2)}\right], \qquad (2.39)$$

где $A_1 = \dfrac{\operatorname{th} m_1 a_1}{m_1}$; $A_2 = \dfrac{\operatorname{th} m_2 a_2}{m_2}$; $B = \dfrac{\operatorname{th} m_3 b}{m_3}$.

Применение аналогичной процедуры анализа к стенке со смещенными ребрами позволяет представить коэффициент теплопередачи K, приведенный к поверхности исходной несущей стенки, выражением

$$K = \frac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_2}\left[1+\frac{A_1A_2}{Db(\alpha_1+\alpha_2)}\left(\frac{4\alpha_1\alpha_2}{B_3}+\alpha_1^2+\alpha_2^2\right)+\right.$$
$$\left.+\frac{\alpha_1A_1+\alpha_2A_2}{Dbm_3}\operatorname{th} bm_3\right], \qquad (2.40)$$

где

$$D = \frac{\operatorname{th} bm_3}{m_3}\left(\alpha_1+\alpha_2+\frac{\alpha_1\alpha_2}{\lambda\delta_3}\frac{\operatorname{th} bm_3}{m_3}\frac{\operatorname{th} a_1m_1}{m_1}\right)+\alpha_1\frac{\operatorname{th} a_1m_1}{m_1}+\alpha_2\frac{\operatorname{th} a_2m_2}{m_2};$$

$$B_3 = e^{bm_3}+e^{-bm_3}.$$

При $a_1 = 0$ или $a_2 = 0$ выражения (2.39) и (2.40) обращаются в выражение для коэффициента теплопередачи через стенку с односторонним оребрением

$$K_{a_1=0} = \frac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_2}\left[1+\frac{1}{b}\frac{\alpha_1A_2B}{\alpha_2A_2+B(\alpha_1+\alpha_2)}\right]. \qquad (2.41)$$

Выражения (2.39) и (2.40) интересны тем, что позволяют сопоставить эффективность стенки со смещенными ребрами и эффективность стенки с совмещенными ребрами. Например, если $a_1 = 0{,}008$ м, $a_2 = 0{,}006$ м, $\delta_1 = 0{,}0008$ м, $\delta_2 = 0{,}0006$ м, $\delta_3 = 0{,}0012$ м, $b_4 = 0{,}004$ м, $\lambda = 30$ Вт/(м·К), $\alpha_1 = 174{,}5$ Вт/(м^2·К), $\alpha_2 = 604{,}5$ Вт/(м^2·К), то коэффициент теплопередачи для стенки с

совмещенными ребрами оказывается на 13 % выше, чем для стенки со смещенными ребрами, и равен $K = 324$ Вт/(м^2·К). В данном примере выгоднее оказывается стенка с совмещенными ребрами. При других соотношениях параметров результат может быть иным. При реальном исполнении теплообменника с пластинчато-ребристой матрицей взаимное расположение ребер по обе стороны оребренной поверхности изменяется в диапазоне от полного совмещения до смещения на половину шага. Кроме того, шаг оребрения практически всегда разный. Поэтому такое сопоставление для теплообменных аппаратов носит чисто теоретический характер.

Главный недостаток рассмотренного выше метода связан с привлечением граничного условия шесть: при большой относительной толщине несущей стенки и оребрения "телесное" наложение элементов в узловой точке А (см. рис. 2.7) приводит к искажению физической модели и ошибочным результатам расчета.

Оставаясь в рамках одномерной теории, можно использовать другую модель, предложенную В.Л. Ивановым, в которой не происходит наложения элементов друг на друга. На рис. 2.9 представлена схема оребренного элемента, состоящего из боковых полок *1* и *2* и центрального стержня *3*. Конвективный тепловой поток воспринимается полками через грани *a–b* и *c–d* и отводится через грани *A–E* и *C–D*. Конвективный тепловой поток воспринимается стержнем через грань *b–c* и отводится через грани *B–E* и *G–C*. В пределах стержня и полок реализуется одномерный процесс распространения теплоты с равномерным стоком (положительным или отрицательным) через грани *b–B* и *c–C* или за счет взаимного контактного теплообмена между стержнем и полками.

Принято допущение — удельный тепловой поток q_1 на грани *a–b–c–d*, а также q_2 на гранях *A–B* и *C–D* постоянны; другие допущения не отличаются от принятых выше.

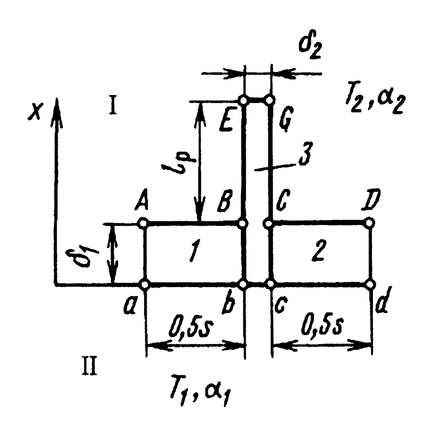


Рис. 2.9. Схема оребренного элемента с односторонним оребрением: T_1, T_2 – температура теплоносителя по сторонам I и II соответственно; α_1, α_2 – коэффициент теплоотдачи по сторонам I и II соответственно; *1, 2, 3* – структурные элементы оребренной поверхности

Для выделенного в полке элемента единичной длины высотой dx уравнение теплового баланса в дифференциальной форме имеет вид

$$-\lambda s\frac{dT}{dx} = -\lambda s\frac{d}{dx}\left(T + \frac{dT}{dx}\,dx\right) + q(x)\,dx, \qquad (2.42)$$

где $q(x)$ — удельная интенсивность теплового стока. В общем случае $q(x)$ — величина переменная, но ее изменением относительно среднего значения $\overline{q}(x)$ можно пренебречь. Поэтому принято $q(x) = \overline{q}(x)$.

Так как полки *1* и *2* находятся в идентичных условиях теплообмена, в уравнении (2.42) они представлены в виде одного массива размером s, что и используется в дальнейшем.

Интегрирование уравнения (2.42) приводит к следующему закону изменения температуры в полке:

$$T = \frac{\overline{q}(x)}{\lambda s}\frac{x^2}{2} + C_1 x + C_2. \qquad (2.43)$$

Для определения констант интегрирования привлечены граничные условия:

1) при $x = 0$ $T = T_0$;

2) при $x = 0$ $Q_{\text{полки}} = -\lambda s\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=0}$.

Используя граничные условия, а также зависимость $q_1 = \alpha_1(T_1 - T_0)$, после элементарных преобразований получаем окончательное выражение закона изменения температуры в полке

$$T = T_1 + \frac{\overline{q}(x)}{2\lambda s}x^2 - q_1\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{x}{\lambda}\right). \qquad (2.44)$$

Из условия равенства теплообмена на гранях A–B и C–D имеем

$$-\lambda s\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=\delta_1} = (T|_{x=\delta_1} - T_2)s\alpha_2. \qquad (2.45)$$

После подстановки значения производной dT/dx в уравнение (2.45) и решения относительно $\overline{q}(x)$ получаем

$$\overline{q}(x) = \frac{q_1\left(\text{Bi} + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} + 1\right) - (T_1 - T_2)\alpha_2}{\frac{\delta_1}{s}\left(\frac{\text{Bi}}{2} + 1\right)}, \qquad (2.46)$$

где $\text{Bi} = \frac{\delta_1\alpha_2}{\lambda}$.

Для стержня *3* в пределах изменения x от 0 до δ_1 применимы все рассуждения, использованные при анализе полки. Окончательное выражение закона изменения температуры на этом участке стержня

$$\Theta = T_1 - \frac{\overline{q}(x)}{2\lambda\delta_2}x^2 - q_1\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{x}{\lambda}\right). \tag{2.47}$$

Тепловой поток через сечение B–C может быть выражен через градиент температуры в данном сечении, а также через теплосъем с ребра длиной $l_{\text{р}}$, температура в основании которого равна температуре в рассматриваемом сечении:

$$-\lambda\delta_2\frac{d\Theta}{dx}\bigg|_{x=\delta_1} = (\Theta_{\delta_1} - T_2)\lambda\delta_2 m \operatorname{th} ml_{\text{р}}, \tag{2.48}$$

где Θ_{δ_1} — температура в сечении B–C, определяемая по уравнению (2.47); $m = \sqrt{\dfrac{2\alpha_2}{\lambda\delta_2}}$.

После подстановки значений $d\Theta/dx$ и Θ_{δ_1} уравнение (2.48) принимает вид

$$q(\overline{x}) = \frac{(T_1 - T_2)\alpha_2 m \operatorname{th} ml_{\text{р}} - q_1\left[\left(\mathrm{Bi} + \dfrac{\alpha_2}{\alpha_1}\right)m \operatorname{th} ml_{\text{р}} + \dfrac{\alpha_2}{\lambda}\right]}{\dfrac{\mathrm{Bi}}{\delta_2}\left(1 + \dfrac{\delta_1}{2}m \operatorname{th} ml_{\text{р}}\right)}. \tag{2.49}$$

Совместное решение уравнений (2.46) и (2.49) позволяет найти удельный тепловой поток на неоребренной стороне поверхности теплообмена:

$$q_1 = (T_1 - T_2)\alpha_2\frac{C_1 m \operatorname{th} ml_{\text{р}} + C_2}{C_3C_1 + C_4C_2}, \tag{2.50}$$

где

$$C_1 = \frac{\delta_1}{s}\left(\frac{\mathrm{Bi}}{2} + 1\right); \quad C_2 = \frac{\mathrm{Bi}}{\delta_2}\left(1 + \frac{\delta_1}{2}m \operatorname{th} ml_{\text{р}}\right);$$
$$C_3 = \left(\mathrm{Bi} + \frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right)m \operatorname{th} ml_{\text{р}} + \frac{\alpha_2}{\lambda}; \quad C_4 = \mathrm{Bi} + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} + 1.$$

Соответственно коэффициент теплопередачи, отнесенный к неоребренной поверхности, определяется выражением

$$K = \alpha_2\frac{C_1 m \operatorname{th} ml_{\text{р}} + C_2}{C_3C_1 + C_4C_2}. \tag{2.51}$$

Для сопоставления степени достоверности результатов расчета по зависимостям (2.25), (2.39)–(2.41) и (2.51) в качестве эталона целесообразно принять результаты численного решения уравнения теплопроводности при граничных условиях третьего рода. Рассмотрим поверхность с односторонним оребрением и размерами оребренного элемента $\delta_1 = 0{,}0004$ м; $\delta_2 = 0{,}002$ м; $s = 0{,}0004$ м; $l_\text{р} = 0{,}001 \ldots 0{,}004$ м (см. рис. 2.9). При таких размерах площадь "телесного" наложения элементов друг на друга при расчете по зависимости (2.41) составит 0,1 и 0,067 от общей площади проекции элемента, превышение расчетной поверхности оребрения над действительной будет 2 и 1,28 соответственно. Отрицательное влияние этих факторов можно компенсировать введением поправки на геометрические размеры.

С учетом поправки выражение (2.41) для поверхности с односторонним оребрением имеет вид

$$K = \frac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_2}\left[1+\frac{1}{b}\frac{\alpha_1 A_2 B}{\alpha_2 A_2 + (\alpha_1+\alpha_2)B}\right]\frac{b}{a+b}\frac{s+2l_\text{р}}{s+\delta_2}. \tag{2.52}$$

Результаты численного расчета и расчетов по выражениям (2.25), (2.51) и (2.52) в обобщенной форме приведены на рис. 2.10 и могут служить некоторой оценкой при выборе расчетного метода для конкретных условий теплообмена и геометрических размеров теплообменной поверхности.

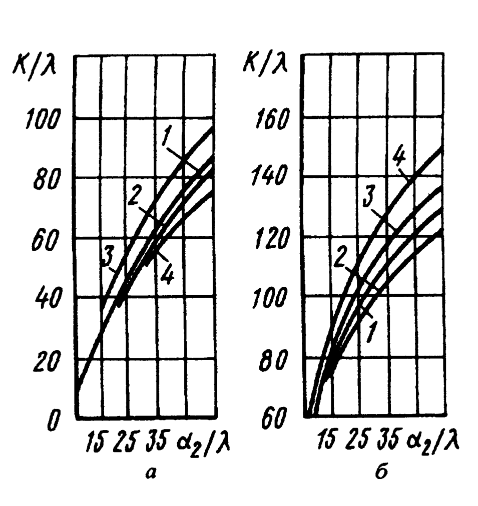


Рис. 2.10. Сравнительные результаты расчета теплопередачи через оребренную стенку различными методами при $\delta_1 = 0{,}0004$ м, $\delta_2 = 0{,}002$ м, $s = 0{,}0004$ м, $\alpha_1/\lambda = 500\,\text{м}^{-1}$, (*а*) $l_p = 0{,}001$ мм, (*б*) $l_p = 0{,}004$ мм:
1 – численный расчет; *2* – расчет по выражению (2.51); *3* – расчет по выражению (2.25); *4* – расчет по выражению (2.52)

2.3. Гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата

Проектный расчет теплообменного аппарата включает в себя сопряженный теплогидравлический расчет. В ходе теплового расчета определяют значения скоростей теплоносителей, при которых реализуется расчетный тепловой поток. В ходе гидравлического расчета определяют перепады давления теплоносителей (потери давления), соответствующие заданным расходным характеристикам и требуемым значениям скоростей. Расчетному тепловому режиму теплообменного аппарата соответствует строго определенный гидравлический режим.

В основу гидравлического расчета положены основные законы движения реальной жидкости через гидравлическую систему. Для несжимаемой жидкости полное давление p^* в потоке определяется комплексом $p^* = p + 0{,}5\rho c^2$, а для сжимаемой жидкости (газа) $p^* = p + 0{,}5(1 + 0{,}25\text{M}^2)\rho c^2$. При $\text{M} < 0{,}3$ поправка на сжимаемость не превышает 0,0225 и ее можно не учитывать. Как правило, в теплообменных аппаратах реализуется именно эта ситуация, что позволяет считать газ несжимаемой средой и использовать уравнение Бернулли в форме для несжимаемой жидкости.

При равномерных напорном движении и параметрах по поперечному сечению канала уравнение Бернулли по отношению к двум произвольным сечениям *1, 2* потока записывается в следующем виде:

$$g\rho z_1 + p_1 + 0{,}5\rho c_1^2 = g\rho z_2 + p_2 + 0{,}5\rho c_2^2 + \Delta p \qquad (2.53)$$

или

$$z_1 + \frac{p_1}{g\rho} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{g\rho} + \frac{c_2^2}{2g} + \frac{\Delta p}{g\rho}, \qquad (2.54)$$

где ρ — плотность; z — нивелирная высота или геометрический напор; p — статическое давление; c — скорость; Δp — потери полного напора между сечениями *1* и *2* вследствие необратимых переходов энергии в потоке теплоносителя.

Из выражения (2.53) следует, что для обеспечения циркуляции теплоносителя через гидравлический участок между сечениями *1* и *2* требуется создать движущий напор

$$p_1 - p_2 = \Delta p + \frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g\rho(z_2 - z_1). \qquad (2.55)$$

Тракт теплоносителя теплообменного аппарата представляет собой участок гидравлической сети, к которому применимы все закономерности движения жидкой (или газообразной) среды в гидравлической сети. При газообразном теплоносителе последнее слагаемое в уравнении (2.55) пренебрежимо мало и во внимание не принимается.

Если теплообменник сообщается с окружающей средой, как это имеет место в сухой градирне, необходимо принимать во внимание естественную тягу. Пренебрегая скоростным напором, естественную тягу или движущий напор $\Delta p_{\text{тяг}}$ можно определить приближенной зависимостью

$$\Delta p_{\text{тяг}} = \frac{p_a}{RT_a}\left(1 - \frac{T_a}{T_{\text{г}}}\right), \tag{2.56}$$

где p_a и T_a — давление и температура окружающей атмосферы, соответственно; $T_{\text{г}}$ — температура горячего воздуха в башне градирни.

Гидравлическое сопротивление матрицы. Рассмотрим изменение статического давления сжимаемого теплоносителя при его течении через матрицу канального типа (рис. 2.11). На входе в матрицу происходит сужение потока, увеличение скорости и соответствующее понижение статического давления. Степень сужения потока зависит от условий входа, но, как правило, поперечное сечение потока оказывается меньше поперечного сечения канала. Вследствие этого течение теплоносителя на входном участке *1–a* сопровождается необратимыми потерями давления, связанными с отрывом потока от стенки канала и вихреобразованием. При дальнейшем движении теплоносителя через каналы с постоянным поперечным сечением изменение давления связано с затратой энергии на перестроение профиля скорости в поперечном сечении потока, на преодоление трения и

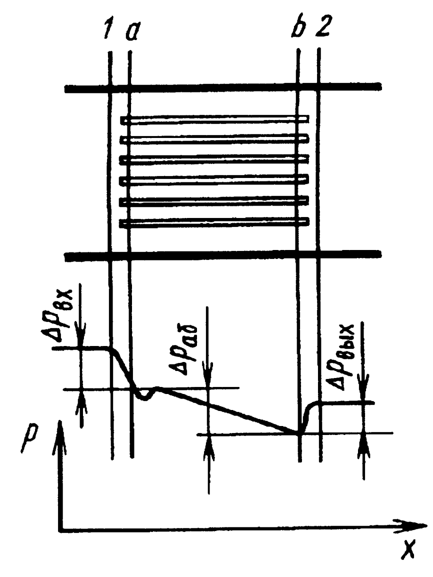


Рис. 2.11. Изменения статического давления по длине матрицы

на ускорение (или замедление) потока, вследствие изменения плотности при нагреве или охлаждении теплоносителя. В сечении *2* за матрицей скорость потока уменьшается, но в результате необратимых потерь давления при внезапном расширении канала на участке *b–2* происходит лишь частичное восстановление полного давления.

Таким образом, гидравлическое сопротивление матрицы теплообменника в данном случае можно представить состоящим из местного сопротивления на входе, сопротивления трения канала, затраты энергии на ускорение (замедление) потока при его нагреве или охлаждении, а также местного сопротивления на выходе из канала матрицы.

Взаимосвязь всех процессов, вызывающих потери давления в матрице, может быть учтена суммированием отдельных составляющих потерь давления лишь в дифференциальной форме. Но получаемое при этом дифференциальное уравнение в квадратурах не интегрируется и требует использования численных методов решения. Так как уровень потерь давления в теплообменных аппаратах обычно колеблется от 0,5 до 5 %, это позволяет без заметных погрешностей суммировать составляющие потерь давления в конечной форме, исходя из предпосылки их независимого друг от друга определения:

$$\Delta p_{\text{м}} = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{у}} + \Delta p_{\text{вых}}. \tag{2.57}$$

Составляющие потерь давления. Потери давления на входе в канал и на выходе из канала принято называть местными потерями давления и определять в долях скоростного напора, вычисленного по максимальной скорости в сечении канала с местным сопротивлением.

Для участка *1–a* (см. рис. 2.11) уравнение Бернулли

$$\rho_a \frac{c_1^2}{2} + p_1 = \rho_a \frac{c_a^2}{2} + p_a + \xi_{\text{вх}} \rho_a \frac{c_a^2}{2}; \tag{2.58}$$

соответственно изменение давления на входном участке

$$\Delta p_{\text{вх}} = p_1 - p_a = \rho_a \frac{c_a^2}{2}(1 - \eta_{\text{ф вх}}^2 + \xi_{\text{вх}}), \tag{2.59}$$

где $\xi_{\text{вх}}$ — коэффициент потерь давления на входе в канал; $\eta_{\text{ф вх}}$ — коэффициент фронтового сечения (степень сужения потока).

Для участка *b–2* (см. рис. 2.11) уравнение Бернулли

$$p_b + \rho_b \frac{c_b^2}{2} = p_2 + p_b \frac{c_2^2}{2} + \xi_{\text{вых}} \rho \frac{c_b^2}{2}; \tag{2.60}$$

соответственно изменение давления на выходе из канала

$$\Delta p_{\text{вых}} = p_b - p_2 = \rho_b \frac{c_b^2}{2} (\eta^2_{\text{ф вых}} - 1 + \xi_{\text{вых}}), \tag{2.61}$$

где $\xi_{\text{вых}}$ — коэффициент потери давления на выходе из канала.

В общем случае коэффициент местных потерь давления при сужении и расширении потока зависит от числа Рейнольдса и характера изменения геометрии канала на входе и выходе. При Re > 10 000 коэффициент местных потерь становится зависимым только от геометрических характеристик участка, но практически это можно распространить на область до Re = 2000. Следовательно, в наиболее характерной для теплообменных аппаратов области коэффициент потерь давления на входе в канал и выходе из него можно принять постоянным и определять по следующим данным:

для входа в канал (внезапное сужение)

$\eta_{\text{ф вых}}$	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\xi_{\text{вх}}$	0,5	0,5	0,42	0,34	0,25	0,15	0

для выхода из канала (внезапное расширение) коэффициент местных потерь $\xi_{\text{вых}} = (1 - \eta_{\text{ф вых}})^2$, где $\eta_{\text{ф вых}}$ — коэффициент фронтового сечения или отношение меньшей площади поперечного сечения струи к большей.

Для определения коэффициентов сопротивления при низких значениях числа Re следует обращаться к справочной литературе (см., например, [7]).

Потери давления, связанные с преодолением трения в канале, определяют по зависимости

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{L}{d} \rho \frac{c^2}{2}, \tag{2.62}$$

где $\xi_{\text{тр}}$ — коэффициент потерь на трение; L — длина канала; d — гидравлический диаметр канала; ρ и c — средние плотность и скорость по длине канала.

В общем случае коэффициент трения $\xi_{\text{тр}}$ зависит от числа Re и относительной шероховатости $\overline{\Delta} = \Delta / d$ (отношение абсолютной

высоты Δ бугорков шероховатости к диаметру d канала). При ламинарном режиме течения шероховатость поверхности не отражается на коэффициенте трения. Канал считается гидравлически гладким, если $\mathrm{Re} < 15/\overline{\Delta}$. Закономерности для гладких каналов соответственно справедливы до этого значения числа Re. При достижении $\mathrm{Re} = 560/\overline{\Delta}$ коэффициент трения становится постоянным и независимым от числа Re (автомодельная область).

При $\mathrm{Re} < 2300$ коэффициент трения для изотермического потока определяется законом $\xi_{\text{тр}} = A\,\mathrm{Re}^{-1}$. Константа A зависит от формы поперечного сечения канала: $A = 64$ — для цилиндрического канала; $A = 57$ — для канала квадратного сечения; $A = 53$ — для канала с сечением в форме равностороннего треугольника; $A = 96$ — для щелевого и кольцевого каналов.

При $2300 \le \mathrm{Re} \le 10^5$ коэффициент трения гидравлически гладкого канала подчиняется зависимости Блазиуса: $\xi_{\text{тр}} = 0{,}3164\mathrm{Re}^{-0{,}25}$.

Неизотермичность потока отражается на изменении вязкости и приводит к изменению коэффициента трения, по сравнению с таковым в изотермическом потоке. При вязкостном режиме течения капельной жидкости ($\mathrm{Re} < 2300$, $\mathrm{GrPr} = 3 \cdot 10^4 \ldots 7 \cdot 10^5$) [23]

$$\xi_{\text{тр}} = A\mathrm{Re}^{-1}\left(\frac{\mu_{\text{с}}}{\mu_{\text{ж}}}\right)^n,$$

где

$$n = a\left(\mathrm{Pe}\,\frac{d}{L}\right)^m\left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{с}}}\right)^{0{,}062};$$

для $\mathrm{Pe}\,\dfrac{d}{L} \le 1500$ $a = 2{,}3$, $m = -0{,}3$;

для $\mathrm{Pe}\,\dfrac{d}{L} > 1500$ $a = 0{,}535$, $m = -0{,}1$.

При турбулентном течении капельной жидкости ($10^4 \le \mathrm{Re} \le 2{,}3 \cdot 10^5$)

для $0{,}35 \le \mu_{\text{с}}/\mu_{\text{ж}} \le 1$ $\xi_{\text{тр}} = (1/6)(7 - \mu_{\text{с}}/\mu_{\text{ж}})0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}$;

для $1 \le \mu_{\text{с}}/\mu_{\text{ж}} \le 2$ $\xi_{\text{тр}} = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}(\mu_{\text{с}}/\mu_{\text{ж}})^{0{,}24}$.

При турбулентном течении газов ($15 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 6{,}5 \cdot 10^5$)

для $1 \le T_{\text{с}}/T_{\text{ж}} < 3$ $\xi_{\text{тр}} = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}(T_{\text{с}}/T_{\text{ж}})^n$, где $n = 0{,}54 - 0{,}168\ln(L/d)$;

для $0{,}5 \le T_{\text{с}}/T_{\text{ж}} \le 1$ $\xi_{\text{тр}} = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}[1{,}27 - 0{,}27(T_{\text{с}}/T_{\text{ж}})]$.

Нагрев или охлаждение газа, движущегося по каналу постоянного сечения, приводит к изменению плотности газа вдоль канала и соответствующему изменению скорости, что сопровождается

потерей давления при ускорении потока или его восстановлением при торможении (охлаждении) потока

$$\Delta p_{\text{у}} = \rho_b c_b^2 - \rho_a c_a^2 = \rho_a c_a^2\left(\frac{\rho_a}{\rho_b} - 1\right) = \rho c^2 \frac{T_b - T_a}{T}. \qquad (2.63)$$

Примечание. При написании уравнений (2.58), (2.61), (2.63) плотность ρ_a, ρ_b и скорость c_a, c_b отнесены к узкому сечению a и b, для уравнений (2.62), (2.63) плотность ρ, температура T и скорость c определены по усредненным параметрам потока на участке a–b.

Суммарное сопротивление матрицы теплообменника. Выражение (2.57) с учетом выражений (2.59), (2.61)–(2.63) преобразуется в выражение

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{\rho_a c_a^2}{2}(1 - \eta_{\text{ф вх}}^2 + \xi_{\text{вх}}) + \xi_{\text{тр}}\frac{L}{d}\rho\frac{c^2}{2} + \\ + \left(\frac{\rho_a}{\rho_b} - 1\right)\rho_a c_a^2 + (\eta_{\text{ф вых}}^2 - 1 + \xi_{\text{вых}})\rho_b\frac{c_b^2}{2}. \qquad (2.64)$$

Недостатком выражения (2.64) является присутствие в нем скорости и плотности, отнесенных к сечениям входа и выхода, а также средних значений плотности и скорости, тогда как по результатам теплового расчета матрицы бывают известны средние скорость и плотность теплоносителя. Поэтому выражение (2.64) удобнее представить в другой форме:

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{\rho c^2}{2}\left[(1 - \eta_{\text{ф вх}}^2 + \xi_{\text{вх}})\frac{T_a}{T} + \xi_{\text{тр}}\frac{L}{d} + \right. \\ \left. + 2\left(\frac{T_b}{T_a} - 1\right)\frac{T_a}{T} + \left(\eta_{\text{ф вых}}^2 - 1 + \xi_{\text{вых}}\right)\frac{T_b}{T}\right]. \qquad (2.65)$$

Без большой погрешности, особенно на стадии предварительных вариантных расчетов, выражение (2.65) используют в упрощенной форме:

$$\Delta p_{\text{м}} \approx \frac{\rho c^2}{2}\left(\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{тр}}\frac{L}{d} + \xi_{\text{вых}}\right) + (\rho_b c_b^2 - \rho_a c_a^2). \qquad (2.66)$$

Для несжимаемой жидкости выражение (2.65) имеет вид

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{\rho c^2}{2}\left(\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{тр}}\frac{L}{d} + \xi_{\text{вых}}\right). \qquad (2.67)$$

Сопротивление трубчатой матрицы при поперечном обтекании трубного пучка определяют через суммарный коэффициент сопротивления трубного пучка без выделения отдельных составляющих, а изменение давления вследствие ускорения или замедления потока учитывают отдельно зависимостью (2.63):

$$\Delta p = \xi \frac{\rho c^2}{2} + (\rho_2 c_2^2 - \rho_1 c_1^2), \tag{2.68}$$

где для пучка коридорной компоновки

$$\xi = (6 + 9m)\bar{t}_1^{-0,28}\mathrm{Re}^{-0,26};$$

для шахматной компоновки

$$\xi = (5{,}4 + 3{,}4m)\mathrm{Re}^{-0,28} \quad \text{при } \bar{t}_1 > \bar{t}_2;$$
$$\xi = (4 + 6{,}6m)\mathrm{Re}^{-0,28} \quad \text{при } \bar{t}_1 < \bar{t}_2;$$

$\bar{t}_1$ — относительный шаг поперек потока; $\bar{t}_2$ — относительный шаг вдоль потока; m — число рядов труб в направлении течения. Число Re определяется по средней скорости, отнесенной к узкому сечению между трубами, диаметру трубы и теплофизическим параметрам, принятым по средней температуре теплоносителя; ρ_1, c_1 и ρ_2, c_2 отнесены к узкому сечению между трубами на входе и выходе из матрицы соответственно.

В справочной литературе можно встретить и другие зависимости, расчет сопротивления по которым дает сходные результаты.

Сопротивление подводящего и отводящего патрубков. Сопротивление патрубков входит в общее гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата, так как патрубки являются его конструктивными элементами. При несжимаемых теплоносителях (жидкости) сопротивление патрубков обычно пренебрежимо мало́. При газообразном теплоносителе сопротивление патрубков может составлять заметную долю в общем сопротивлении теплообменного аппарата. Как правило, патрубок подвода газообразного теплоносителя выполняется диффузорным, а патрубок отвода — конфузорным.

Расчет сопротивления патрубков проводят в долях скоростного напора, отнесенного к сечению с максимальной скоростью:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho c^2}{2},$$

где ξ — общий коэффициент сопротивления патрубка.

Потери давления в диффузоре условно подразделяют на две составляющие — потери вследствие трения о стенки диффузора и потери вследствие отрыва потока от стенок и необратимой затраты энергии на вихреобразование. Последнюю составляющую принято называть местными потерями на расширение потока. Для конического диффузора общий коэффициент сопротивления $\xi_д$ представляют зависимостью [7]

$$\xi_д = \frac{\xi_{тр}}{8\sin\dfrac{\alpha}{2}}\left(1 - \frac{1}{n_д}\right)^2 + \sin\alpha\left(1 - \frac{1}{n_д}\right)^2, \tag{2.69}$$

где $n_д$ — степень расширения диффузора, являющаяся отношением площади проходного сечения диффузора на выходе к площади проходного сечения диффузора на входе; α — угол раскрытия диффузора.

Выражение (2.69) можно использовать и при расчете сопротивления диффузора квадратного поперечного сечения.

При увеличении угла α раскрытия диффузора уменьшается составляющая потерь трения и возрастают потери от расширения. Анализ формулы (2.69) на экстремум приводит к следующему выражению оптимального угла раскрытия диффузора:

$$\alpha_{opt} = \arcsin\left[\sqrt{\frac{1}{4}\frac{n_д + 1}{n_д - 1}\xi_{тр}}\right]. \tag{2.70}$$

Для определения коэффициента потерь давления в коническом диффузоре можно также воспользоваться приближенной зависимостью

$$\xi_д = m\left(1 - \frac{1}{n_д}\right)^2. \tag{2.71}$$

Значения коэффициента m следующие:

α, градусы...	2,5	5	7,5	10	15	20	25	30	40	60	90	180
m...........	0,18	0,18	0,14	0,16	0,27	0,43	0,62	0,81	1,03	1,21	1,12	1,0

Наиболее резко коэффициент потерь давления в диффузоре возрастает, если угол раскрытия превысит 25°. Максимум достигается при 60°, когда коэффициент m становится больше единицы, а далее

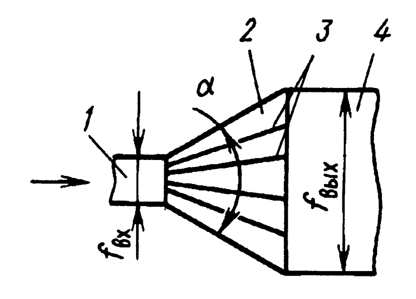


Рис. 2.12. Схема диффузора с разделительными стенками:
1 – подводящий трубопровод; *2* – диффузор; *3* – разделительные стенки; *4* – отводящий трубопровод

происходит быстрое понижение коэффициента m до единицы. Обычно не рекомендуется выполнять диффузоры с углами раскрытия более 10...12°. С целью сокращения длины диффузора часто приходится увеличивать углы раскрытия. В этом случае рекомендуется разделить канал диффузора на параллельные диффузорные каналы продольными разделительными стенками (рис. 2.12), при этом снижаются потери расширения и возрастают потери трения. Согласно условию оптимизации такого диффузора, рекомендуемое число z разделительных стенок зависит от угла α раскрытия диффузора:

α, градусы...	30	45	60	90	120
z............	2	4	4	6	8

Коэффициент потерь давления в диффузоре с оптимальным числом разделительных стенок составит 0,65 коэффициента потерь давления исходного диффузора. Постановка разделительных стенок способствует также выравниванию поля скоростей на выходе из диффузора и косвенно отражается на тепловой эффективности теплообменного аппарата — диффузор установлен перед матрицей теплообменника, а тепловая эффективность матрицы выше при равномерном на входе в матрицу поле скоростей.

Потери давления в конфузоре, как и в диффузоре, можно структурно представить состоящими из потерь трения на стенках конфузора и потерь давления вследствие отрыва потока и вихреобразования при входе потока в установленный за конфузором патрубок. Обычно при расчетах потерь давления в конфузоре используют суммарный коэффициент сопротивления конфузора, учитывающий интегрально обе составляющие потерь давления:

$$\Delta p_к = \xi_к \frac{\rho c^2}{2}. \qquad (2.72)$$

Значения суммарного коэффициента сопротивления конфузора приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5. **Суммарный коэффициент $\xi_к$ сопротивления конфузора**

Степень сужения n	Значение $\xi_к$ при угле сужения α, градусы							
	5	10	15–40	50–60	76	90	120	150
0,64	0,067	0,054	0,04	0,058	0,076	0,094	0,131	0,167
0,45	0,064	0,052	0,050	0,072	0,104	0,138	0,202	0,246
0,39	0,070	0,051	0,046	0,064	0,110	0,162	0,250	0,319
0,25	0,071	0,047	0,044	0,068	0,127	0,174	0,268	0,352
0,16	0,084	0,048	0,044	0,074	0,136	0,184	0,278	0,362
0,10	0,093	0,053	0,050	0,079	0,142	0,190	0,283	0,367

Примечание. Степень сужения конфузора n равна отношению площади поперечного сечения конфузора на выходе к площади на входе.

Оптимальным для конфузора является диапазон углов сужения 15...40°. Сопротивление конфузора можно уменьшить, осуществив плавный переход от большего сечения к меньшему с помощью криволинейных образующих стенок конфузора таким образом, чтобы вектор скорости в выходном сечении конфузора был параллелен оси патрубка.

2.4. Теплогидравлические характеристики типовых поверхностей теплообмена

В настоящем параграфе приведены данные по высококомпактным поверхностям теплообмена, заимствованные из монографии В.М. Кейса и А.Л. Лондона [8], а также из ряда других источников. Диапазон применения высококомпактных поверхностей обычно ограничен областью ламинарного и переходного режимов.

В исходной информации теплогидравлические характеристики компактных поверхностей теплообмена представлены в основном в графической форме или затабулированы. Это создает определенные неудобства при расчете теплообменных аппаратов с помощью ЭВМ.

Профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана Н.Д. Грязнов переработал эту информацию и привел теплогидравлические характеристики к серии критериальных уравнений $\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}^m \mathrm{Pr}^{1/3}$, $\mathrm{Eu} = B\,\mathrm{Re}^n$, каждое из которых (с точностью 0,011...0,02) описывает теплогидравлические характеристики поверхности в узком диапазоне изменения числа Re [23].

Для ряда компактных поверхностей критериальные уравнения теплообмена представлены в виде $\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}^m$. Теплогидравлические характеристики наиболее распространенных компактных поверхностей теплообмена в критериальной форме представлены в табл. 2.6—2.8.

Таблица 2.6. **Трубчато-ребристая поверхность теплообмена**

Номер	Условное обозначение	Конфигурация поверхности	l_1, мм	l_2, мм	$\delta_р$, мм	t_1, мм	t_2, мм	t, мм
1 2	ВО-1 ВО-2		34,3 21,7	6 6	0,3 0,3	39 27	31 23	2,8 2,8
3	ВО-3		19,5	10	0,3	30	23	2,8
4	ПлСР-1		22,1	3,1	0,1	26,9	11,1	2,62
5	ПлСР-2		18,72	2,54	0,1	20	14	2,8
6	ПлСР-3		22,10	3,05	0,1	26,9	11,1	2,62
7 8	ПлСР-4 ПлСР-5		18,72 18,72	2,54 2,54	0,1 0,1	20,1 20,1	14 14	2,74 2,24
9 10	КСР-1 КСР-2		— —	— —	0,33 0,41	22 44,5	25,4 38,1	3,18 3,28
11 12	НЗЛ Эжер-Висс		38,6 38,6	12,4 12	0,2 0,2	58 56	28,2 28	2,6 2,8

Примечание. В табл. 2.6 введены следующие обозначения: l_1 — длина сечения трубы в направлении потока; $\delta_р$ — толщина ребра; t_1 — шаг труб продольный; t_2 — шаг труб поперечный; t — шаг оребрения; $F_р$ — площадь поверхности ребер; $F_{ор}$ — полная поверхность; k_V — коэффициент компактности; $F_ж$ — площадь живого сечения; $F_{фр}$ — площадь фронта; K — отношение площадей полной поверхности и несущей оребрение; D — гидравлический диаметр канала по оребренной стороне; $d_{тр}$ — гидравлический диаметр трубы.

с поперечным пластинчатым оребрением

$F_р/F_{ор}$	k_V, м$^{-1}$	$F_ж/F_{фр}$	K	D, мм	$d_{тр}$, мм	Nu = ARe^{m}Pr$^{1/3}$			Eu = BRe^{-n}		
						Re·10^{-3}	A	m	Re·10^{-3}	B	n
0,912 0,881	622 601	0,725 0,685	10 7,41	4,63 4,55	7,28 6,87	4–16 4–16	0,266 0,107	0,775 0,645	4–16 4–16	0,92 0,5	0,127 0,04
0,893	529	0,55	8,8	4,85	11,45	4–16	0,034	0,76	4–16	0,6	0,12
0,795	751	0,7	4,78	3,6	–	0,4–2	0,52	0,342	0,4–1,6	34,4	0,67
0,813	735	0,788	5,35	4,21	–	0,5–10	0,245	0,528	0,5–10	12,4	0,525
0,795	751	0,697	4,78	3,6	–	0,4–10	0,0485	0,712	0,4–2,2	10,8	0,445
0,814 0,845	747 885	0,788 0,78	5,35 6,27	4,12 3,51	– –	0,6–10 0,4–8	0,094 0,16	0,665 0,605	0,8–10 0,6–10	3,3 0,41	0,312 0,342
0,839 0,905	587 515	0,534 0,497	10,26 17,35	3,63 3,86	– –	0,4–10 0,5–8	0,137 0,082	0,608 0,655	0,4–10 0,4–10	1,27 2,12	0,192 0,222
0,92 0,904	606 556	0,685 0,615	12,8 10,3	12,4 27	14,6 14	2–14 6,25–26,6	0,515 4,32	0,48 0,59	2–12 6,25–26	4,5 94	0,22 0,45

Таблица 2.7. **Пластинчато-ребристая поверхность**

Номер	Условное обозначение	Конфигурация поверхности	$d_э$, мм	l, мм	a, мм	t, мм	β, $м^{-1}$	$F_р/F_{ор}$
1	ГлР-1		1,29	77,4	1,9	3,1	–	–
2	ГлР-2		1,06	68,1	1,6	2,54	–	–
3	ГлР-3		1,19	62	1,54	2,53	–	–
4	ГлР-5		6,15	63,25	11,9	4,79	616,8	0,719
5	ГлР-6		5,54	30,48	10,3	4,09	669,3	0,728
6	ГлР-7		4,64	30,23	20,9	2,8	800,5	0,888
7	ГлР-8		3,08	63,50	6,35	2,28	1204,1	0,756
8	ГлР-9		3,52	230,20	12,2	2,28	1023,6	0,854
9	ГлР-10		2,59	63,75	8,38	1,7	1377,9	0,844
10	ГлР-11		2,67	173,74	10,6	1,68	1385,3	0,870
11	ГлР-12		1,88	64,75	6,35	1,27	1840,5	0,849
12	ГлР-16д		1,72	127,50	6,52	1,5	1990,0	0,861

теплообмена с гладкими ребрами

δ, мм	Nu = $A\mathrm{Re}^m\mathrm{Pr}^{1/3}$			Eu = $B\mathrm{Re}^{-n}$			Δ
	Re·10^{-3}	A	m	Re·10^{-3}	B	n	
0,12	0,2–4 0,4–0,6 0,6–1 1–3	0,927 0,312 0,028 0,014	0,14 0,322 0,698 0,802	0,2–0,6 0,6–1 1–3 –	640,3 414,3 132 –	0,841 0,773 0,608 –	0,08
0,12	–	То же	–	0,2–0,6 0,6–1 1–3	664,5 431,1 136,9	0,841 0,774 0,608	0,07
0,098	0,2–0,6 0,6–1 1–4	0,692 0,308 0,0203	0,252 0,38 0,772	0,2–0,6 0,6–1 1–4	1004 141,3 49,05	0,942 0,634 0,479	0,012
0,152	0,6–1,2 1,2–4 4–10 –	0,195 0,023 0,044 –	0,509 0,812 0,732 –	0,6–1 1–1,5 1,5–4 4–10	197,28 37,825 5,805 1,847	0,903 0,662 0,407 0,268	0,019
0,254	0,8–2 2–2,5 2,5–3 3–10	0,544 0,011 0,0001 0,005	0,317 0,834 1,435 0,949	0,8–2 2–2,5 2,5–10 –	43,855 1,351 0,465 –	0,785 0,326 0,190 –	0,02
0,203	0,5–2 2–2,5 2,5-5 5–15	1,057 0,069 0,0049 0,0116	0,246 0,607 0,944 0,843	0,8–2 2–2,5 2,5–4 4–15	88,842 19,101 1,897 0,514	0,834 0,630 0,336 0,178	0,013
0,152	0,5–1 1–1,5 1,5–5 5–10	0,666 0,062 0,013 0,028	0,296 0,638 0,855 0,763	0,5–0,85 0,85–1,8 1,8–4 4–10	408,1 48,565 6,211 2,076	0,909 0,598 0,324 0,190	0,014
0,203	0,5–1,5 1,5–2 2–4 4–10	1,644 0,065 0,0071 0,0219	0,184 0,625 0,917 0,78	0,5–1,65 1,65-5 5–10 –	1432 14,528 7,302 –	0,932 0,310 0,229 –	0,01
0,152	0,5–0,8 0,8–1,2 1,2–1,5 1,5–10	0,486 0,209 0,0814 0,0296	0,357 0,483 0,617 0,755	0,5–0,8 0,8–1,7 1,7–3 3–6	321,57 179,207 20,49 5,754	0,819 0,732 0,440 0,282	0,008
152	0,5–1,5 1,5–2,5 2,5–6	0,818 0,176 0,00423 –	0,279 0,487 0,963 –	0,5–1,2 1,2–2,5 2,5–3 3–6	1617,8 507,84 26,87 3,765	0,921 0,759 0,382 0,137	0,018
152	0,4–1,1 1,1–2 2–8	1,163 0,0688 0,0147	0,228 0,627 0,831	0,4–1,3 1,3–3,3 3,3–8	750,63 25,57 2,545	0,916 0,449 0,164	0,017
152	0,3–0,6 0,6–1 1–1,5 1,5–2 2–5	1,386 0,763 0,286 0,031 0,001615	0,139 0,232 0,374 0,677 1,064	0,2–1 1–1,5 1,5–2 2–3 3–6	1365,4 316,9 36,27 8,428 4,226	0,936 0,724 0,426 0,234 0,148	0,025

Таблица 2.8. **Пластинчато-ребристая поверхность теплообмена с и прямоугольными каналами между ними (рассе**

Номер	Условное обозначение	Конфигурация поверхности	$d_э$, мм	z, 1/м	t, мм	a, мм	l, мм	$\delta_р$, мм
1	101		1,49	948,6	1,016	5,08	2,82	0,1
2	102		1,42	1064,2	0,94	6,38	2,54	0,1
3	103		1,73	892,9	1,12	7,64	2,82	0,1
4	104		2,38	614,6	1,627	6,35	3,18	0,1
5	105		1,21	949,6	1,053	1,9	2,82	0,1
6	106		1,4	761,8	1,313	1,9	2,54	0,1
7	107		1,22	777,2	1,287	1,29	2,54	0,05

П р и м е ч а н и е. В таблицах 2.7 и 2.8 использованы следующие обозначения: $d_э$ — гидравлический диаметр; l — длина ребра в направлении потока; a — расстояние между потоками; t — шаг ребра; β — условный коэффициент компактности; $F_р$ — площадь поверхности ребер; $F_{ор}$ — площадь полной поверхности; $\delta_р$ — толщина ребра; Δ — точность обработки данных; $F_ж$ — площадь живого сечения; $F_{фр}$ — площадь фронта.

с шахматным расположением прерывистых ребер и ченная поверхность)

β, 1/м	$F_ж/F_{фр}$	$F_р/F_{ор}$	$Nu = ARe^m Pr^{1/3}$			$Eu = BRe^{-n}$			Δ
			$Re \cdot 10^3$	A	m	$Re \cdot 10^3$	B	n	
2359	0,881	0,850	0,5–1,2 1,2–3 – – – –	0,473 0,181 – – – –	0,496 0,631 – – – –	0,12–0,2 0,2–0,5 0,5–1 1–1,5 1,5–2 2–4	44,33 36,2 15,2 3,88 2,331 0,661	0,794 0,756 0,617 0,418 0,348 0,183	0,02
2467	0,878	0,887	0,5–0,6 0,6–1,2 1,2–3 – –	1,696 0,731 0,312 – –	0,314 0,444 0,565 – –	0,12–0,2 0,2–0,5 0,5–1 1–2 2–4	41,825 37,655 19,683 2,989 0,819	0,783 0,763 0,659 0,381 0,215	0,02
2067	0,896	0,885	0,3–0,6 0,6–2 2–4 –	1,585 0,422 0,202 –	0,297 0,499 0,599 –	0,12–0,3 0,3–1,2 1,2–3 3–5	38,68 21,587 2,187 0,693	0,799 0,700 0,375 0,230	0,02
1549	0,923	0,809	0,3–0,5 0,5–1,5 1,5–3 3–6	0,92 0,395 0,25 0,133	0,396 0,528 0,591 0,67	0,3–0,6 0,6–1,2 1,2–2,3 2,3–7	27,124 7,463 2,563 0,293	0,763 0,563 0,412 0,136	0,015
2832	0,857	0,665	0,3–0,6 0,6–2 – –	0,410 0,093 – –	0,47 0,7 – –	0,15–0,5 0,5–0,8 0,8–1,5 1,5–3	30,97 9,813 3,374 1,283	0,731 0,545 0,386 0,254	0,015
2490	0,873	0,611	0,4–1 1–2 2–3 –	0,357 0,211 0,097 –	0,514 0,59 0,693 –	0,2–0,3 0,3–0,6 0,6–1,2 1,2–3	33,463 23,337 7,178 2,359	0,805 0,743 0,558 0,402	0,013
3028	0,923	0,508	0,3–0,6 0,6–1,2 1,2–3 –	0,36 0,175 0,063 –	0,479 0,592 0,736 –	0,2–0,4 0,4–0,8 0,8–1,5 1,5–3	28 13,054 2,84 0,888	0,744 0,617 0,389 0,23	0,011

2.5. Влияние свойств теплоносителя на основные показатели теплообменного аппарата

В теплообменных аппаратах используют жидкие и газообразные теплоносители, а конкретный тип теплоносителя определяют типом и назначением теплообменного аппарата, условиями его эксплуатации. Так, рабочей средой регенератора ГТУ открытого цикла являются воздух и дымовые газы; в ГТУ замкнутого цикла, комбинированных установках ГТУ с МГДГ и в ГТУ технологических комплексов могут использоваться различные газы (табл. 2.9).

Влияние свойств теплоносителя удобно рассмотреть на примере теплообменника с трубчатой матрицей, работающей в области турбулентного режима. Теплоноситель протекает в трубах. Тепловая нагрузка, температура стенки, средняя температура теплоносителя — величины постоянные и независимые от используемого теплоносителя.

Математическую модель теплообменника можно представить системой уравнений:

теплопередачи

$$Q = \alpha F \Delta T = A \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\rho c d}{\mu} \right)^{0,8} \mathrm{Pr}^{0,43} F \Delta T; \tag{2.73}$$

расхода

$$G = \frac{\pi d^2}{4} z \rho c = \frac{F d}{4} \frac{\rho c}{L}, \tag{2.74}$$

где z — число труб в теплообменнике;

гидравлического сопротивления канала матрицы (приняты во внимание только потери на трение)

$$\Delta p = \frac{0{,}3164}{\left(\frac{\rho c d}{\mu} \right)^{0,25}} \frac{L}{d} \rho \frac{c^2}{2}; \tag{2.75}$$

циркуляционной мощности

$$N_{\text{ц}} = \frac{G \Delta p}{\rho \eta_{\text{ц}}}. \tag{2.76}$$

Таблица 2.9. **Теплофизические свойства газообразных теплоносителей при $p = 0,1$ МПа и $T_0 = 273$ К**

Газ	M_m, г/моль	κ	R, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг·К}}$	c_p, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг·К}}$	$\mu_0 \cdot 10^6$, Па·с	$\lambda_0 \cdot 10^4$, $\frac{\text{Вт}}{\text{м·К}}$	Индекс m в формуле $\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^m$	Индекс n в формуле $\lambda = \lambda_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^n$
Азот N_2	28,01	1,40	297,0	1039,5	16,67	241,9	0,68	0,80
Аммиак NH_3	17,03	1,31	488,5	2064,0	9,70	212,0	1,06	1,53
Аргон Ar	39,95	1,67	208,2	519,0	21,08	165,1	0,72	0,80
Водород H_2	2,02	1,41	4118,2	14162,0	8,36	1721,2	0,68	0,78
Воздух	28,95	1,40	287,4	1006,0	17,16	244,2	0,68	0,82
Гелий He	4,003	1,67	2078,2	5180,0	18,64	1425,8	0,68	0,73
Кислород O_2	32,00	1,40	260,0	909,9	19,42	245,4	0,69	0,87
Криптон Kr	83,80	1,67	99,3	247,4	23,44	88,9	0,83	0,86
Ксенон Xe	131,3	1,67	63,4	157,9	21,08	52,3	0,89	0,91
Неон Ne	20,18	1,67	412,2	1027,6	29,71	464,0	0,65	0,71
Углекислый газ CO_2	44,01	1,30	189,0	819,1	13,65	147,0	0,82	1,23

Совместное решение уравнений (2.73)—(2.76) при учете зависимости λ, μ от температуры (см. табл. 2.8) и использовании уравнения состояния идеального газа, в котором газовая постоянная выражена через универсальную газовую постоянную и молекулярную массу, приводит к следующему выражению для расчета циркуляционной мощности:

$$N_{ц} = \text{const}\frac{T^{(2+3m-3,437n)}}{M_m^2}\frac{\mu_0^3}{\lambda_0^{3,437}}\left(\frac{Q}{\Delta T}\right)^{3,437}\frac{1}{F^{2,437}\text{Pr}^{1,476}}, \qquad (2.77)$$

где $\eta_ц$ — КПД циркулятора; M_m — молекулярная масса; Q — теплосъем; ΔT — среднеинтегральная разность температур между стенкой канала и теплоносителем; F — площадь поверхности теплообмена.

Выражение (2.77) позволяет сопоставить циркуляционную мощность теплообменников с равными поверхностями теплообмена (равными объемами) при разных теплоносителях, а также поверхности (объемы) матриц при постоянной циркуляционной мощности.

Сопоставление некоторых газообразных теплоносителей по теплофизическим характеристикам и относительной циркуляционной мощности при равных поверхностях теплообмена приведено в табл. 2.10.

Теплообменники, работающие на легких газах, характеризуются существенно меньшей циркуляционной мощностью. Замечено, что своеобразным характеристическим параметром для газообразного теплоносителя является отношение молекулярной массы M_m к числу атомов N в молекуле. На рис. 2.13 показано влияние M_m/N на изменение относительного теплосъема q_V с единицы объема матрицы при неизменной циркуляционной мощности. Теплоносители с малым M_m/N позволяют значительно увеличить теплосъем с единицы объема матрицы.

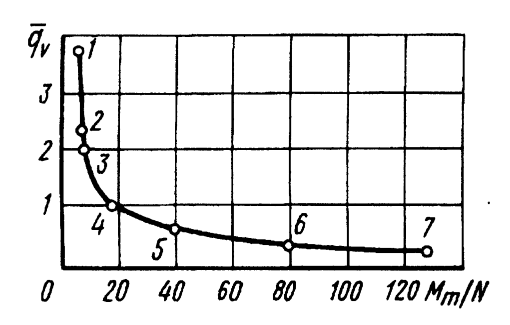


Рис. 2.13. Влияние отношения молекулярной массы теплоносителя к числу атомов в молекуле на относительный теплосъем с единицы объема матрицы при неизменной циркуляционной мощности:

1 – H_2; *2* – CH_4; *3* – He; *4* – воздух; *5* – Ar; *6* – Kr; *7* – Xe

Таблица 2.10. **Теплофизические параметры газообразных теплоносителей и относительные затраты циркуляционной мощности при $p = 0,1$ МПа и $T = 673$ К**

Параметр	H_2	He	N_2	Воздух	CO_2	Ar
M_m	2	4	28	28,95	44	39,95
Отношение молекулярной массы M_m и числа атомов N в молекуле	1	4	14		14,7	39,95
Относительная скорость звука a/a_{H_2}	1	0,774	0,267	0,261	0,198	0,249
$\lambda \cdot 10^3$, Вт/(м·К)	348	287	50,7	52,1	47,2	33,9
$\mu \cdot 10^6$, Па·с	15,4	34,3	30,9	33	30,2	41,1
Число Pr	0,644	0,648	0,659	0,68	0,71	0,628
Относительная циркуляционная мощность $(\Delta p G/\rho)/(\Delta p G/\rho)_{H_2}$	1	5,13	34,41	34,06	38,12	128,7

Свойства теплоносителей отражаются на соотношении геометрических размеров матрицы и теплообменника в целом. Относительные потери давления пропорциональны числу Маха в квадрате, а равные числа Маха для разных теплоносителей достигаются при существенно различных скоростях. Например, при M=const скорость гелия примерно в 3 раза выше скорости воздуха. В результате теплообменник на гелии получается более вытянутым, с меньшим отношением фронтового сечения к длине матрицы.

Особенностью жидких теплоносителей являются их большая плотность и высокое значение параметра λ/ν^{ω}, характеризующего интенсивность конвективного теплообмена. Среди жидких теплоносителей наилучшими свойствами обладает вода, уступающая по параметру конвективного переноса лишь жидким металлам.

2.6. Влияние загрязнения на теплогидравлические характеристики поверхности теплообмена

В процессе эксплуатации на поверхностях теплообмена появляются инородные образования, которые вносят дополнительное термическое сопротивление, загромождают проходное сечение каналов матрицы и в результате приводят к изменению теплогидравлических характеристик поверхности.

Главной причиной появления отложений является наличие в составе теплоносителя фракций, из которых они и образуются. Это могут быть пыль различного состава, сажа, зола в твердой или жидкой фазе, пары́ масла, а при жидких теплоносителях — растворенные в них соли.

Отложения на поверхности теплообмена образуются вследствие молекулярного притяжения, соударения частиц с поверхностью и последующего подлипания; действия сил термофореза (перегретая по отношению к потоку поверхность отталкивает частицы, переохлажденная — притягивает) и электростатических сил; возможного протекания химических реакций в слое первичных отложений (под воздействием температуры, давления, влажности); содержания конденсируемых паров масла и других веществ.

Влияние отложений на теплопередающую способность поверхности теплообмена можно показать на примере трубчатой поверхности теплообмена. Через трубу с внутренним диаметром d, наружным d_1 и теплопроводностью λ движется теплоноситель, несущий загрязняющие фракции. На внутренней стенке трубы образуется слой загрязнения толщиной δ и теплопроводностью λ_c. Расход теплоносителя G в трубе и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности трубы сохраняются постоянными. Сопоставим тепловые потоки, снимаемые с чистой и загрязненной труб:

для чистой трубы

$$Q = \frac{\pi L \Delta T}{\dfrac{1}{\alpha_1 d_1} + \dfrac{1}{2\lambda}\ln\dfrac{d_1}{d} + \dfrac{1}{\alpha d}}; \qquad (2.78)$$

для трубы со слоем загрязнения

$$Q_г = \frac{\pi L \Delta T}{\dfrac{1}{\alpha_1 d_1} + \dfrac{1}{2\lambda}\ln\dfrac{d_1}{d} + \dfrac{1}{2\lambda_c}\ln\dfrac{d}{d-2\delta} + \dfrac{1}{\alpha_г(d-2\delta)}}, \qquad (2.79)$$

где ΔT — среднеинтегральная разность между температурами теплоносителей.

Используя выражения коэффициента теплоотдачи для канала при турбулентном потоке, соотношение коэффициентов теплоотдачи α в чистой трубе и $\alpha_г$ в трубе со слоем отложений можно

представить приближенным выражением

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\text{г}}} \approx \frac{d - 2\delta}{d}(1 - 2m\sigma), \tag{2.80}$$

где $\sigma = \delta/d$ — относительная толщина слоя отложений; m — показатель степени при числе Re в критериальном уравнении теплообмена.

Совместное рассмотрение выражений (2.78) и (2.79) с учетом (2.80) приводит к соотношению

$$\frac{Q}{Q_{\text{г}}} = 1 + \frac{\dfrac{\sigma}{\alpha d}(\text{Bi} - 2m)}{\dfrac{1}{\alpha d} + \dfrac{1}{2\lambda}\ln\dfrac{d_1}{d} + \dfrac{1}{\alpha_1 d_1}}, \tag{2.81}$$

где $\text{Bi} = \alpha d/\lambda_{\text{c}}$ — критерий Био.

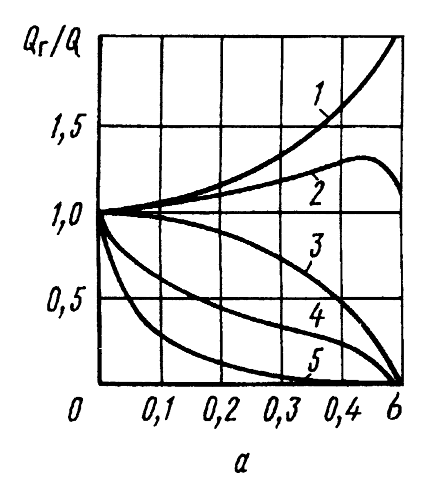
Знаменатель дроби всегда величина положительная, а знак числителя определяется значениями m и σ. Следовательно, дробь может быть положительной или отрицательной. Соответственно тепловой поток через загрязненную трубу может быть меньше или больше теплового потока для чистой трубы.

Анализ полученного результата рассмотрим на примере частного случая, когда для чистой трубы сумма термического сопротивления стенки трубы и термического сопротивления на наружной стороне трубы равна термическому сопротивлению на внутренней стороне трубы. При $m = 0{,}8$ уравнение (2.81) легко преобразуется в удобную для анализа форму выражения

$$\frac{Q_{\text{г}}}{Q} = \frac{2}{1 + (1 - 2\sigma)^m - \dfrac{\text{Bi}}{2}\ln(1 - 2\sigma)}. \tag{2.82}$$

Аналогичный анализ теплообмена на загрязненной пластинчатой поверхности для подобного частного случая приводит к следующему соотношению теплового потока через загрязненную и чистую стенки теплообменника:

$$\frac{Q_{\text{г}}}{Q} = \frac{2}{2 + (\text{Bi} - 2)\sigma}. \tag{2.83}$$



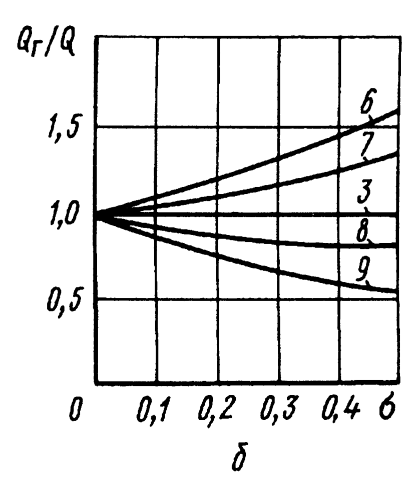


Рис. 2.14. Влияние относительной толщины σ слоя отложения и числа Bi на отношение теплового потока $Q_г$ на загрязненной поверхности к тепловому потоку Q на исходной чистой поверхности:

а – цилиндрическая труба, загрязненная внутри; *б* – плоский канал с двусторонним загрязнением стенок внутри канала; *1* – Bi = 0; *2* – Bi = 0,02; *3* – Bi = 2; *4* – Bi = 8; *5* – Bi = 64; *6* – Bi = 0,5; *7* – Bi = 1; *8* – Bi = 3; *9* – Bi = 4

На рис. 2.14, *а* показано изменение соотношения тепловых потоков на загрязненной и чистой трубах, а на рис. 2.14, *б* — для пластинчатой поверхности теплообмена. Ясно, что загрязнение не всегда приводит к ухудшению условий теплообмена. В отношении же увеличения сопротивления загрязненного канала сомнений обычно не возникает (так как загромождение приводит к увеличению скорости, а сопротивление пропорционально квадрату скорости). При работе теплообменника в составе гидравлической сети увеличение сопротивления вызывает соответствующее снижение расхода теплоносителя. В таком случае анализ режима работы загрязненного теплообменника следует выполнять с учетом изменения циркуляционного расхода теплоносителя.

В качестве иллюстрации приведем коэффициенты теплопроводности $\lambda_с$ (Вт/(м · К)) некоторых характерных отложений:

Сажа ламповая (копоть)	0,0314
Сажа, пропитанная маслом	1,1630
Глина	1,0300
Накипь	1,32...3,14

Формирование отложений на поверхности теплообмена происходит постепенно, до тех пор, пока слой не достигнет своей критической толщины в данных условиях работы теплообменника. После этого устанавливается динамическое равновесие — баланс аэродинамических сил и сил поверхностного сцепления на внешнем слое отложений. В дальнейшем периодически происходит кратковременное уменьшение толщины слоя отложений за счет срыва части слоя и его восстановление.

Как правило, увеличение толщины слоя отложений подчиняется экспоненциальному закону. Например, динамику роста отложений на стенке трубы водяного теплообменника (Re > 1200) можно представить зависимостью

$$\delta = \delta_{\max}(1 - e^{-b_0\tau}), \tag{2.84}$$

где $\delta_{\max} = a_0 c^{-1,33} d^{-0,23}$; τ — время; a_0, b_0 — экспериментальные константы, зависимые от температуры; c — скорость воды в трубе; d — диаметр трубы.

На рис. 2.15 приведены данные о влиянии загрязнения на теплогидравлические характеристики горячего канала пластинчатого регенератора ГТУ. В течение примерно 50 ч происходит деинтенсификация теплообмена, $\overline{\mathrm{Nu}} = \dfrac{\mathrm{Nu}_{\text{г}}}{\mathrm{Nu}}$, и интенсификация гидравлического сопротивления, $\overline{\mathrm{Eu}} = \dfrac{\mathrm{Eu}_{\text{г}}}{\mathrm{Eu}}$ (индекс "г" относится к загрязненной поверхности). Затем наступает стабилизация $\overline{\mathrm{Nu}}$ и $\overline{\mathrm{Eu}}$. Интервал времени, через который наступает стабилизация теплогидравлических характеристик, зависит от скорости теплоносителя — продуктов сгорания органического топлива. Уровень $\overline{\mathrm{Nu}}$ и $\overline{\mathrm{Eu}}$, на котором происходит стабилизация характеристики, определяется скоростью и температурой теплоносителя, температурой поверхности и не зависит от степени начального загрязнения поверхности и степени загрязнения теплоносителя.

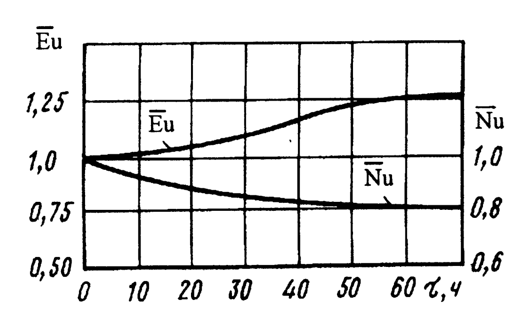


Рис. 2.15. Влияние загрязнения на изменение во времени теплогидравлических характеристик регенератора ГТУ:

$\overline{\mathrm{Eu}}$ – отношение критерия $\mathrm{Eu}_{\text{г}}$ загрязненного к Eu чистого теплообменника; $\overline{\mathrm{Nu}}$ – отношение критерия $\mathrm{Nu}_{\text{г}}$ загрязненного к Nu чистого теплообменника; τ – время

При эксплуатации теплообменники, работающие на загрязненных средах, подвергаются периодической очистке поверхности теплообмена, в том числе "на ходу", без остановки теплообменника. Так, для очистки регенератора транспортной ГТУ от отложений сажи кратковременно увеличивают температуру газа, в результате чего сажа выгорает.

2.7. Интенсификация процесса теплообмена в матрице теплообменного аппарата

В требования к теплообменному аппарату обычно включают ограничение его массогабаритных характеристик. В некоторых случаях (установки аэрокосмического или транспортного назначения) массогабаритные ограничения могут иметь решающее значение.

Уменьшения размеров теплообменника можно достичь за счет интенсификации процессов теплообмена. Простым и очевидным способом интенсификации теплообмена является увеличение скорости теплоносителя, но это связано с увеличением гидравлического сопротивления теплообменника. Поэтому стремятся найти такие способы, которые позволяют уменьшать размеры теплообменника без существенного изменения (увеличения) затрат энергии на циркуляцию теплоносителя. Для оценки качества теплообменного аппарата используют энергетический коэффициент

$$E = Q/(N_1 + N_2),$$

где Q — тепловая нагрузка теплообменника; N_1 и N_2 — циркуляционные мощности для циркуляции соответственно горячего и холодного теплоносителей.

Таким образом, проблема заключается в том, чтобы при $N_1 + N_2 = \mathrm{const}$ уменьшить поверхность теплообмена. Проблема сложная. Поэтому предварительно следует оценить возможную результативность интенсификации теплообмена. Например, коэффициент теплопередачи через пластинчатую поверхность теплообмена при бесконечно малом термическом сопротивлении стенки будет равен

$$K = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{1}{1 + \dfrac{\alpha_2}{\alpha_1}} \alpha_2. \tag{2.85}$$

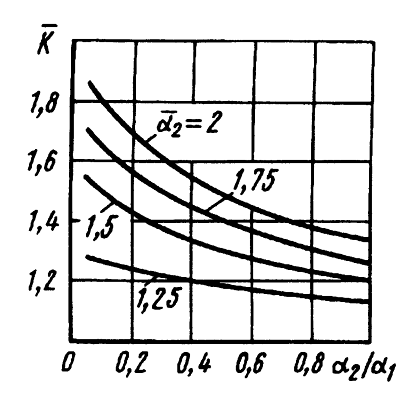


Рис. 2.16. Влияние интенсификации конвективного теплообмена α_2 при $\alpha_1 = \text{const}$ на изменение коэффициента теплопередачи K:
$\bar{\alpha}_2 = \dfrac{\alpha_2}{\alpha_{2u}}$; α_2, α_{2u} – коэффициент теплоотдачи в условиях интенсификации и исходный коэффициент теплоотдачи соответственно

Влияние интенсификации теплообмена (увеличение α_2) на коэффициент теплопередачи при $\alpha_1 = \text{const}$ показано на рис. 2.16. Очевидно, что увеличение α_2 имеет смысл при $\alpha_2/\alpha_1 < 0{,}1$. Такое условие чаще всего реализуется в теплообменниках, где одним из теплоносителей является жидкость. Кроме того, затрата энергии на циркуляцию теплоносителя также в основном определится затратой энергии на циркуляцию газообразного теплоносителя. При близких значениях α_1 и α_2 целесообразна интенсификация теплообмена сразу в обоих каналах.

Рассмотрим трубчатый теплообменник, в котором бесконечно тонкие трубы обтекаются снаружи потоком жидкого теплоносителя, с бесконечно большим коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{ж}$, а в трубах движется газообразный теплоноситель [4].

Передаваемый тепловой поток

$$Q = KF\Delta T_{л} = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{ж}} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha}} F\Delta T_{л} \approx \alpha F \Delta T_{л}; \qquad (2.86)$$

гидравлическое сопротивление (учитывается только трение в трубах)

$$\Delta p = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho c^2}{2} = a\xi \frac{l}{d} \mathrm{Re}^2; \qquad (2.87)$$

расход теплоносителя через трубы

$$G = \frac{\pi d^2}{4} \mu \,\mathrm{Re} \frac{z}{d} = bzd\,\mathrm{Re},$$

где $\Delta T_{л}$ — среднеинтегральный температурный напор, a и b — константы для данной поверхности теплообмена; d — внутренний

диаметр трубы; z — число труб. Параметры Q, G и Δp являются заданными, не подлежащими изменению при переходе к интенсифицированной поверхности.

Предположим, задача сводится к уменьшению поверхности теплообмена за счет интенсификации теплообмена внутри труб. Запишем для сравниваемых поверхностей (индекс "гл" относится к исходной гладкой трубе без интенсификаторов) уравнения теплопередачи, потерь давления и расхода

$$Q = \alpha \Delta T_{\text{л}} d l z = \alpha_{\text{гл}} \Delta T_{\text{л}} d l_{\text{гл}} z_{\text{гл}}; \tag{2.88}$$

$$\Delta p = \xi \frac{l}{d} \rho \frac{c^2}{2} = \xi_{\text{гл}} \frac{l_{\text{гл}}}{d} \rho \frac{c_{\text{гл}}^2}{2}; \tag{2.89}$$

$$G = b \operatorname{Re} z = b \operatorname{Re}_{\text{гл}} z_{\text{гл}}, \tag{2.90}$$

которые можно преобразовать к следующим выражениям:

$$\frac{\alpha l z}{(\alpha l z)_{\text{гл}}} = 1; \tag{2.91}$$

$$\frac{\xi l c^2}{(\xi l c^2)_{\text{гл}}} = 1; \tag{2.92}$$

$$\frac{\operatorname{Re} z}{\operatorname{Re}_{\text{гл}} z_{\text{гл}}} = 1. \tag{2.93}$$

Для труб с интенсификаторами увеличение коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления учитывается соотношениями $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{\text{гл}}$ и $\xi/\xi_{\text{гл}}$

$$\mathrm{Nu} = \left(\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_{\text{гл}}}\right)_{\operatorname{Re}} A \operatorname{Re}^m; \quad \xi = \left(\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}}\right)_{\operatorname{Re}} B \operatorname{Re}^n,$$

где индекс "Re" означает, что отношения величин получены при одинаковых числах Re. Следовательно,

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\text{гл}}} = \left(\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_{\text{гл}}}\right)_{\operatorname{Re}} \left(\frac{\operatorname{Re}}{\operatorname{Re}_{\text{гл}}}\right)^m; \tag{2.94}$$

$$\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} = \left(\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}}\right)_{\operatorname{Re}} \left(\frac{\operatorname{Re}}{\operatorname{Re}_{\text{гл}}}\right)^n. \tag{2.95}$$

Совместный анализ выражений (2.94) и (2.95) для турбулентного режима ($m = 0{,}8$, $n = -0{,}2$) дает следующие соотношения

числа труб $z/z_{гл}$, длины $l/l_{гл}$ и объемов $V/V_{гл}$ для сопоставляемых поверхностей:

$$\frac{z}{z_{гл}} = \left(\frac{\bar{\xi}}{\overline{\mathrm{Nu}}}\right)^{0,5}; \tag{2.96}$$

$$\frac{l}{l_{гл}} = \overline{\mathrm{Nu}}^{\,-0,9}\bar{\xi}^{\,-0,1}; \tag{2.97}$$

$$\frac{V}{V_{гл}} = \frac{\bar{\xi}^{\,0,4}}{\overline{\mathrm{Nu}}^{\,1,4}}, \tag{2.98}$$

где $\overline{\mathrm{Nu}} = \left(\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_{гл}}\right)_{\mathrm{Re}}$; $\bar{\xi} = \left(\frac{\xi}{\xi_{гл}}\right)_{\mathrm{Re}}$.

Из выражений (2.96)–(2.98) следует, что введение интенсификации всегда уменьшает длину матрицы и число труб при $\xi/\xi_{гл} < \mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$, а объем матрицы уменьшается при $\xi/\xi_{гл} < (\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл})^{3,5}$.

Проведем сопоставление поверхностей теплообмена при равных объемах и потерях давления. Соотношение передаваемого теплового потока

$$\frac{Q}{Q_{гл}} = \left(\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_{гл}}\right)_{\mathrm{Re}} \Big/ \left(\frac{\xi}{\xi_{гл}}\right)_{\mathrm{Re}}^{0,286}.$$

Сопоставление поверхностей при одинаковых тепловых нагрузках и равных объемах матрицы выражается зависимостью

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_{гл}} = \left(\frac{\xi}{\xi_{гл}}\right)_{\mathrm{Re}} \Big/ \left(\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_{гл}}\right)_{\mathrm{Re}}^{3,5}.$$

Очевидно, что лучшим является такой вариант интенсифицированной поверхности, который позволяет при сохранении уровней тепловой нагрузки и циркуляционной мощности уменьшать размер поверхности теплообмена, или при сохранении поверхности теплообмена уменьшать циркуляционную мощность, или при сохранении поверхности теплообмена и циркуляционной мощности увеличивать тепловую нагрузку теплообменника. Следовательно, нужно выбирать такие методы воздействия на поток теплоносителя, которые не приводят к росту гидравлических потерь.

Многочисленные теоретические и экспериментальные работы последних десятилетий, обзор которых содержится, например, в [4] и [14], посвящены способам эффективного гидродинамического воздействия на поток теплоносителя в каналах теплообменного устройства с помощью привнесенной шероховатости.

Замечено, что наибольший эффект интенсификации теплообмена достигается за счет увеличения турбулентной проводимости в тонком пристенном слое, где градиент температуры достигает максимальных значений. Следовательно, если воздействие на поток сведется к воздействию только на пристенный слой без увеличения степени турбулентности ядра потока, то потери давления в таком канале возрастут незначительно.

Генераторы вихрей должны порождать такую турбулентность, которая способствует росту турбулентной проводимости в пристенном слое на всей длине канала, но не будет вызывать увеличения степени турбулентности ядра потока. При частом расположении турбулизаторов порожденные ими турбулентные пульсации не затухают и диффундируют в ядро потока. При редком расположении турбулизаторов турбулентные пульсации успевают затухать раньше, чем поток достигает очередного турбулизатора, и часть поверхности в результате работает как гладкая.

При оптимальном расположении турбулизаторов вся стенка охвачена интенсивными турбулентными пульсациями, которые, однако, не выносятся в поток. Например, экспериментально установлено, что при интенсификации теплообмена прямоугольными поперечными выступами высотой h и шагом t наибольший эффект увеличения теплообмена достигается при $5 < t/h < 15\ldots20$. Однако элементы шероховатости с плавными очертаниями приводят к меньшему росту сопротивления канала.

На рис. 2.17 дана схема трубы с поперечными турбулизаторами овальной формы, выступающими на внутренней поверхности трубы (так называемые турбулизаторы диафрагменного типа). С технологической точки зрения такие трубы просты в производстве. Труба обжимается снаружи — обкатывается роликом. При этом на наружной поверхности образуется поперечная кольцевая канавка, которая при продольном обтекании трубы также служит источником турбулизации. Это особенно целесообразно для тесных трубных пучков, в которых не представляется возможным использовать трубы с внешними турбулизаторами. Эксперименты [4] показали, что в области ламинарного потока между турбулизаторами оказываются застойные зоны, приводящие к ухудшению теплообмена. При турбулентном потоке интенсивность теплообмена возрастает с увеличением числа Re. Некоторые результаты экспериментальных исследований теплообмена внутри трубы приведены в табл. 2.11 (обозначения см. на рис. 2.17).

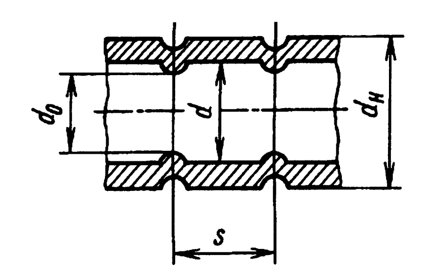


Рис. 2.17. Схема трубы с поперечными турбулизаторами овальной формы: d – внутренний диаметр трубы; $d_н$ – наружный диаметр трубы; d_0 – диаметр минимального сечения трубы в области турбулизатора; s – шаг между турбулизаторами

Таблица 2.11. **Влияние d_0/d и s/d на интенсификацию теплообмена и сопротивления труб с турбулизаторами в виде диафрагм (продувки воздухом)**

d_0/d	$\mathrm{Re} = 10^4$		$\mathrm{Re} = 4{\cdot}10^4$		$\mathrm{Re} = 10^5$	
	$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$	$\xi/\xi_{гл}$	$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$	$\xi/\xi_{гл}$	$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$	$\xi/\xi_{гл}$
$s/d = 0,25$						
0,95	2,14	3,28	2,28	3,35	2,28	3,32
0,90	2,65	5,8	2,80	7,16	2,82	8,22
$s/d = 0,5$						
0,99	1,23	1,34	1,22	1,16	1,25	1,2
0,95	2,05	2,9	2,06	3,04	2,12	3,05
0,90	2,54	6,3	2,68	7,28	2,67	8,56
$s/d = 1$						
0,99	1,13	1,05	1,15	1,09	1,15	1,11
0,95	1,69	1,4	1,73	1,82	1,85	2,02
0,90	2,27	4,52	2,35	5,5	2,41	5,6

Результаты продувки воздухом таких труб при относительном шаге труб в пучке 1,2, области изменения глубины обжатия $0{,}9 < d_0/d < 0{,}97$ и $s/d = 0{,}454$ обобщены следующими данными:

при $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_1$

$$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл} = 1;$$

при $\mathrm{Re}_1 < \mathrm{Re} < \mathrm{Re}_2$

$$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл} = 1 + 0{,}465\frac{\lg \mathrm{Re} - \lg \mathrm{Re}_1}{\lg \mathrm{Re}_2 - \lg \mathrm{Re}_1}\left[1 - e^{-33{,}7(1-d_0/d)}\right];$$

при $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_2$

$$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{\text{гл}} = 1{,}465 - 0{,}465e^{-33{,}7(1-d_0/d)};$$

при $\mathrm{Re} \le 3{,}1 \cdot 10^3$

$$\xi/\xi_{\text{гл}} = 1;$$

при $3{,}1 \cdot 10^3 \le \mathrm{Re} \le 2 \cdot 10^4$

$$\xi/\xi_{\text{гл}} = 1 + 6{,}72(\lg \mathrm{Re} - 3{,}5)(1 - d_0/d) - 0{,}035 \sin\{20(d_0/d - 0{,}95)\pi\};$$

при $2 \cdot 10^4 \le \mathrm{Re} \le 10^5$

$$\xi/\xi_{\text{гл}} = 1 + 2{,}86(\lg \mathrm{Re} - 2{,}27)(1 - d_0/d) + 0{,}09 \sin\{20(d_0/d - 0{,}95)\pi\} \lg(\mathrm{Re} - 4{,}3),$$

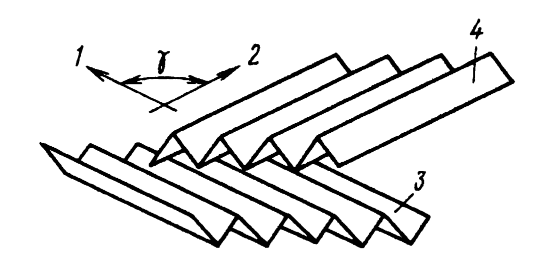
где $\mathrm{Re}_1 = (30d_0/d - 26{,}4) \cdot 10^4$; $\mathrm{Re}_2 = (16{,}8d_0/d - 12{,}1) \cdot 10^4$.

Например, при $\mathrm{Re} = 10^4$, $d/d_0 = 0{,}95$, $s/d = 1$ $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{\text{гл}} = 1{,}69$; $\xi/\xi_{\text{гл}} = 1{,}4$, т.е. темп интенсификации теплообмена опережает темп интенсификации сопротивления.

Получившие распространение пластинчато-ребристые поверхности теплообмена, как правило, основаны на использовании различных способов интенсификации теплообмена; на периодическом пережатии канала, нанесении выштамповок, использовании канала постоянного сечения, но с разрывами в стенке ребра, с просечкой в стенке ребра жалюзи или ребра с перфорацией. Высокой интенсивностью характеризуются пластинчато-ребристые поверхности с короткими по потоку ребрами, при этом ребра в месте каждого разрыва смещены по шагу относительно предыдущего рассечения. Но при анализе и выборе интенсифицированной оребренной поверхности не следует забывать, что увеличение α сопровождается понижением эффективности ребер. Поэтому вместо $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{\text{гл}}$ следует рассматривать изменение $\mathrm{Nu}\,\eta/(\mathrm{Nu}_{\text{гл}}\eta_{\text{гл}})$, где η, $\eta_{\text{гл}}$ — эффективности оребренной стенки.

Распространенным способом интенсификации теплообмена пластинчатой поверхности теплообмена является использование листов с различной конфигурацией выштамповок. Высокой эффективностью характеризуются пластинчатые поверхности Френкеля (рис. 2.18), в которых гофры на смежных листах, образующих каналы для прохода теплоносителя, скрещиваются под углом γ. Происходит газодинамическое взаимодействие (при прямом контакте)

Рис. 2.18. Структура пластинчатой поверхности Френкеля:
1 – направление потока в нижней части канала; *2* – направление потока в верхней части канала; *3* – нижняя гофрированная поверхность; *4* – верхняя гофрированная поверхность, γ – угол скрещивания гофров



пересекающихся струй *1* и *2* теплоносителя, каждая из которых движется в своем канале. Эффективность взаимодействия зависит от угла скрещивания гофров. В соответствии с данными А.М. Тихонова при фиксированном числе Re и неизменной геометрии канала влияние угла γ скрещивания на теплогидравлическую характеристику поверхности можно проиллюстрировать следующими относительными параметрами:

γ, градусы....	0	20	37	66	96	144
$\overline{\text{Nu}}$...........	1	1,275	1,530	2,353	3,820	5,05
$\overline{\xi}$.............	1	1,279	1,763	4,300	16,52	110

На теплогидравлические характеристики влияние оказывают также глубина и конфигурация гофра, эквивалентный диаметр канала.

Эффективным способом интенсификации теплообмена при незначительном изменении гидравлического сопротивления поверхности является нанесение на исходную поверхность лунок сферической конфигурации. Исследование теплообмена и гидродинамики потока в лунке и ее окрестностях, проведенные многими исследователями, показали, что лунка является источником смерчевых структур, которые, взаимодействуя с основным потоком, оказывают сильное воздействие на пристенный слой, не затрагивая основного потока. Сопоставление с другими известными способами интенсификации конвективного теплообмена позволяет сделать вывод: луночные поверхности характеризуются существенно более высокой энергетической эффективностью — в некоторых случаях при $\overline{\xi} \approx 1{,}4$ интенсификация теплообмена характеризовалась $\overline{\text{Nu}} = 4{,}2$.

Кроме рассмотренных используются и иные способы воздействия на поток, характеризуемые внешним подводом энергии: создание в потоке продольных пульсаций скорости, вибрация поверхности

теплообмена, воздействие на поток сильными акустическими волнами, электрическим полем и др. Так, воздействие на поток жидкости в трубе ультразвуковыми волнами частотой 27...697 кГц интенсифицирует теплообмен примерно на 80 % за счет приповерхностных микротечений. Замечено, что наибольший в этом случае эффект интенсификации достигается в потоках с малыми значениями числа Re. Вероятно, возможны и другие способы эффективного воздействия на поток.

При выборе способа интенсификации принимают во внимание степень сложности его реализации, технико-экономический эффект от его введения и эксплуатационные характеристики поверхности теплообмена (склонность к загрязнению, простота очистки, сохранение геометрической конфигурации канала, степень износа поверхности и др.). В связи с этим отмечается значительный интерес к исследованиям "луночной" (или точечной) шероховатости в теплообменных устройствах различного назначения. Однако, несмотря на большой объем исследований, надежных практических рекомендаций и зависимостей для расчета теплообмена и потерь давления в каналах с "луночной" поверхностью теплообмена пока не предложено.

Глава 3
ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

3.1. Теплообменные аппараты рекуперативного типа

Если теплоноситель не претерпевает изменения фазового состояния, то его температура в пределах каналов матрицы теплообменника может значительно измениться. Следовательно, теплофизические характеристики теплоносителя (λ и μ) вдоль канала — величины переменные, что должно привести к переменному (вдоль канала) коэффициенту теплоотдачи.

Обратимся к формуле (2.3а), которую для воздуха, с учетом зависимости теплофизических параметров λ и μ от температуры (см. табл. 2.9), можно представить в следующем виде:

$$\alpha = 0{,}021\frac{\lambda_0 T^{0{,}82}}{d}\left(\frac{4G}{d}\right)^{0{,}8}\left(\frac{1}{\mu_0 T^{0{,}68}}\right)^{0{,}8}\mathrm{Pr}_{ж}^{0{,}43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{c}}\right)^{0{,}25} = \mathrm{const}\, G^{0{,}8}T^{0{,}276}\mathrm{Pr}_{ж}^{0{,}68}\mathrm{Pr}_{c}^{-0{,}25}. \quad (3.1)$$

При неизменном расходе $G = \mathrm{const}$ коэффициент теплоотдачи фактически является функцией только температуры воздуха. Например, при увеличении температуры воздуха от 450 К на входе до 650 К на выходе из канала локальный коэффициент теплоотдачи возрастает примерно на 10 %, что находится в пределах точности используемых критериальных уравнений теплообмена. Если коэффициент теплоотдачи определен по λ и μ, принятым при средней температуре теплоносителя (назовем его средним коэффициентом теплоотдачи), то его значение будет отличаться от значений локальных коэффициентов теплоотдачи в начальном и конечном участках

канала не более, чем на 5 %. Коэффициент теплопередачи изменится еще меньше.

Это дает основание для использования в расчетах теплообменных аппаратов постоянных вдоль поверхности теплообмена значений коэффициентов теплоотдачи, определенных при средней температуре теплоносителей (соответственно постоянного значения коэффициента теплопередачи).

3.1.1. Среднеинтегральный температурный напор

Рассмотрим теплообменный аппарат с противоточной схемой движения теплоносителей (рис. 3.1, *а*). Принятые допущения: водяные эквиваленты горячего $W_г = G_г c_{pг}$ и холодного $W_х = G_x c_{pх}$ теплоносителей, коэффициент теплопередачи K неизменны в пределах теплообменного аппарата. Для элемента поверхности dF:

изменение теплосодержания горячего теплоносителя

$$dQ = W_г \, dT_г; \tag{3.2а}$$

изменение теплосодержания холодного теплоносителя

$$dQ = W_х \, dT_х; \tag{3.2б}$$

передаваемый тепловой поток

$$dQ = K(T_г - T_х)\, dF. \tag{3.3}$$

Рис. 3.1. Изменение температуры теплоносителя в матрице теплообменника при различных схемах движения теплоносителей:
а – схема противотока; *б* – схема прямотока; *в* – схема прямотока, сопоставимая по уровню максимальной температуры поверхности теплообмена со схемой *а* противотока; ——— – изменение температуры теплоносителей; — — — – изменение температуры поверхности теплообмена при $\alpha_г = \alpha_x = \text{idem}$

Совместное рассмотрение дифференциальных соотношений (3.2а), (3.2б), (3.3) приводит к дифференциальным уравнениям

$$d(T_г - T_х) = K\left(\frac{1}{W_г} - \frac{1}{W_х}\right) dF\,(T_г - T_х), \tag{3.4}$$

$$d(T_г - T_х) = dQ\left(\frac{1}{W_г} - \frac{1}{W_х}\right). \tag{3.5}$$

Интегрированием уравнений (3.4) и (3.5) в пределах поверхности теплообмена получаем

$$\ln\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} = KF\left(\frac{1}{W_г} - \frac{1}{W_х}\right); \tag{3.6а}$$

$$\Delta T_1 - \Delta T_2 = Q\left(\frac{1}{W_г} - \frac{1}{W_х}\right), \tag{3.6б}$$

откуда

$$Q = \frac{KF(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\dfrac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}, \tag{3.7}$$

где $\Delta T_1 = T_{г1} - T_{х2}$ и $\Delta T_2 = T_{г2} - T_{х1}$ — разность температур горячего и холодного теплоносителей на входе в теплообменный аппарат и выходе из него соответственно.

Сомножитель при KF в уравнении теплопередачи (3.7) и есть искомый среднеинтегральный температурный напор при противоточной схеме движения теплоносителей (часто называемый среднелогарифмическим температурным напором)

$$\Delta T_л = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\dfrac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}. \tag{3.8}$$

Применение аналогичной процедуры анализа к теплообменнику прямоточной схемы (рис. 3.1, *б*) приводит также к выражению (3.8). Таким образом, температурный напор для прямоточной и противоточной схем определяется по одной и той же зависимости. Однако при идентичных входных и выходных температурах теплоносителей температурный напор в противоточной схеме оказывается выше. Сопоставление схем прямотока и противотока удобнее выполнить на конкретных примерах.

П р и м е р 1. *Теплообменник прямоточной схемы.*

Основные исходные данные: $T_{х1} = 373$ K; $T_{х2} = 473$ K; $T_{г2} = 573$ K; $T_{г1} = 773$ K; $\alpha_х = 100$ Вт/(м^2·K); $\alpha_г = 200$ Вт/(м^2·K); $F = 1$ м^2; $W_х = 2W_г$;

коэффициент теплопередачи (термическое сопротивление стенки принято нулевым)

$$K = \frac{\alpha_г \alpha_х}{\alpha_г + \alpha_х} = \frac{200 \cdot 100}{200 + 100} = 66{,}7\ \text{Вт/(м}^2\text{·K)};$$

температурный напор

$$\Delta T_л = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \dfrac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{400 - 100}{\ln \dfrac{400}{100}} = 216{,}4\ \text{K};$$

тепловой поток

$$Q = K \Delta T_л F = 66{,}7 \cdot 216{,}4 \cdot 1 = 14432\ \text{Вт}.$$

П р и м е р 2. *Теплообменник противоточной схемы.*

Входные и выходные температуры теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи и передаваемый тепловой поток взяты из примера 1. Определим поверхность теплообмена противоточного теплообменника.

Температурный напор

$$\Delta T_л = \frac{300 - 200}{\ln \dfrac{300}{200}} = 246{,}63\ \text{K};$$

требуемая поверхность теплообмена

$$F = \frac{14434{,}2}{66{,}7 \cdot 246{,}63} = 0{,}877\ \text{м}.$$

П р и м е р 3. Сопоставим теплообменники прямоточной и противоточной схем при условии одинаковой максимальной температуры поверхности теплообмена, одинаковых тепловых потоков и одинаковых входных и выходных температур холодного теплоносителя. Все необходимые данные возьмем из примеров 1 и 2.

Температура поверхности теплообмена в прямоточной схеме (см. пример 1)

$$T_с = T_г - (T_г - T_х)\frac{K}{\alpha} = 573 - (573 - 473)\frac{66{,}7}{100} = 773 - (773 - 373)\frac{66{,}7}{100} = 506{,}3\ \text{K};$$

температура поверхности теплообмена в противоточной схеме (см. пример 2):

на входе в теплообменник с горячей стороны

$$T_с = 773 - (773 - 473)\frac{66{,}7}{100} = 573\,\text{К};$$

на выходе с холодной стороны

$$T_с = 573 - (573 - 373)\frac{66{,}7}{100} = 439{,}7\,\text{К}.$$

Температура поверхности прямоточного теплообменника оказалась ниже максимальной температуры поверхности противоточного теплообменника на 66,7 К.

Температура поверхности теплообмена в прямоточной схеме (рис. 3.1, *в*) достигнет уровня максимальной температуры поверхности противоточной схемы, если уровень температур горячего теплоносителя будет увеличен до значения

$$T_{г1} = \frac{T_с - T_х\dfrac{K}{\alpha_х}}{1 - \dfrac{K}{\alpha_г}} = \frac{573 - 373\dfrac{66{,}7}{100}}{1 - \dfrac{66{,}7}{100}} = 973\,\text{К};$$

температура горячего теплоносителя на выходе при неизменном теплосъеме будет ниже (как и в примере 1) на 200 К. Соответственно температурный напор в прямоточном теплообменнике с новым уровнем температуры горячего теплоносителя

$$\Delta T_л = \frac{(973 - 373) - (773 - 473)}{\ln\dfrac{973 - 373}{773 - 473}} = 432{,}8\,\text{К};$$

Необходимая поверхность теплообмена $F = \dfrac{14432}{66{,}7}432{,}8 = 0{,}5\,\text{м}^2$.

Выводы. 1. При идентичных температурах входа и выхода теплоносителей теплообменник противоточной схемы имеет меньшую поверхность теплообмена.

2. Теплообменник противоточной схемы позволяет нагреть холодный теплоноситель до температуры, близкой к температуре входа горячего теплоносителя, или охладить горячий теплоноситель до температуры, близкой к температуре холодного теплоносителя на

входе. В прямоточном теплообменнике (см. рис. 3.1, *б*) этого достичь нельзя.

3. Температура поверхности в теплообменнике противоточной схемы (по ходу теплоносителя) всегда изменяется больше, чем в теплообменнике прямоточной схемы. Следствием неравномерности температур являются термические напряжения и паразитный тепловой поток по стенке поверхности теплообмена из области высокой температуры в область низкой и соответственно снижение уровня теплообмена между теплоносителями.

4. При лимитировании максимального уровня температуры поверхности теплообмена теплообменник прямоточной схемы имеет преимущество перед противоточным — меньшую поверхность теплообмена, а при равных поверхностях теплообмена он обеспечивает больший теплосъем.

В теплообменном аппарате перекрестной схемы течения теплоносителей или более сложных схем (многоходовой перекрестный ток, многоходовой параллельный ток) изменение температур теплоносителей в пределах матрицы носит сложный характер.

Изменение температур теплоносителей при их движении по каналам матрицы можно показать на примере схемы простого перекрестного тока (рис. 3.2, *а*). Горячий теплоноситель входит в матрицу, имея температуру $T_{\text{г}1}$, холодный теплоноситель — имея температуру $T_{\text{х}1}$. Поток холодного теплоносителя, примыкающий к входному сечению $x = 0$, нагревается больше; соответственно, поток горячего теплоносителя, примыкающий к входному сечению $y = 0$, охлаждается больше. Поэтому выходные эпюры температур имеют ярко выраженный неравномерный характер. Плавный переход от входных к выходным эпюрам температур в двух взаимно перпендикулярных направлениях приводит к трехмерной эпюре температур теплоносителей, что не позволяет свести задачу определения среднеинтегрального температурного напора к одномерной.

Для пояснения сложности решения задачи определения температурных полей и расчета по ним теплообменника перекрестной схемы обратимся к решению задачи, впервые выполненной В. Нуссельтом в 1911 г. Модель теплообменника представлена в виде плоской поверхности теплообмена, к которой с одной стороны примыкает канал горячего теплоносителя, а с другой — холодного. При условии отсутствия энергообмена между параллельными струями в пределах каждого из каналов рассмотрим теплообмен между системами

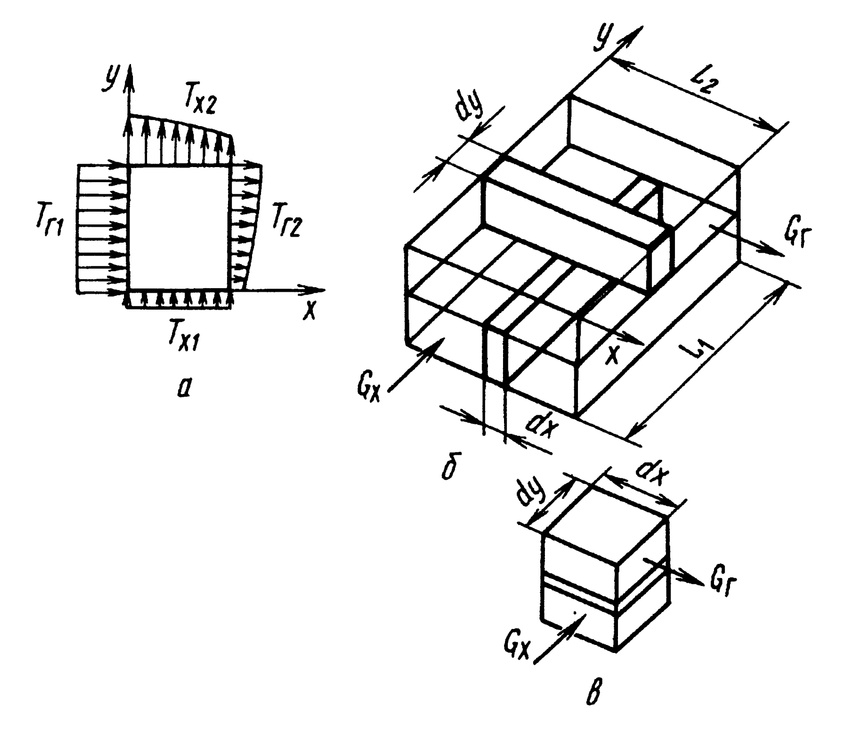


Рис. 3.2. Принципиальная схема перекрестного тока:
а – изменение температуры теплоносителей при движении через матрицу; *б* – взаимное расположение элементарных струй в сопредельных каналах горячего и холодного теплоносителей; *в* – элементарный объем матрицы

параллельных струй каналов горячего и холодного теплоносителей. На рис. 3.2, *б* выделены две пересекающиеся струи шириной dx и dy, а на рис. 3.2, *в* — элементарный объем теплообменника с площадью основания $dx\,dy$. Для выделенного элементарного объема напишем уравнения изменения теплосодержания горячего и холодного теплоносителей, а также уравнения теплопередачи, аналогичные выражениям (3.2а), (3.2б)–(3.4):

$$dQ = -\left(\frac{W_{\text{т}}}{L_1}\right) dy \frac{\partial T_{\text{г}}}{\partial x}\, dx; \tag{3.9}$$

$$dQ = \left(\frac{W_{\text{х}}}{L_2}\right) dx \frac{\partial T_{\text{х}}}{\partial y}\, dy; \tag{3.10}$$

$$dQ = K\, dx\, dy\, (T_{\text{г}} - T_{\text{х}}). \tag{3.11}$$

Система уравнений (3.9)–(3.11) сводится к двум уравнениям

$$-\frac{W_г}{L_1}\frac{\partial T_г}{\partial x} = \frac{W_х}{L_2}\frac{\partial T_х}{\partial y} \tag{3.12}$$

и

$$K(T_г - T_х) = -\frac{W_г}{L_1}\frac{\partial T_г}{\partial x}. \tag{3.13}$$

Для исключения переменной $T_х$ выражение (3.13) дифференцируем по y, затем в него подставим производную $\frac{\partial T_х}{\partial y}$ из выражения (3.12). В результате получим дифференциальное уравнение второго порядка

$$\frac{\partial^2 T_г}{\partial x \partial y} + \frac{KL_2}{W_х}\frac{\partial T_г}{\partial x} + \frac{KL_1}{W_г}\frac{\partial T_г}{\partial y} = 0. \tag{3.14}$$

Граничные условия: при $x = 0$ $T_г = T_{г1}$; при $y = 0$ $T_х = T_{х1}$.

Уравнение (3.14) позволяет определить распределение температуры по поверхности теплообмена, если значение температуры также будет определено из выражения (3.13). Для окончательного решения были использованы численные методы, а результаты решения представлены в виде графиков и в табличном виде. Однако главное неудобство предложенного метода сводилось к тому, что для каждого теплообменника с его конкретными размерами задачу распределения температур приходилось решать заново. В более поздней работе (1930 г.) В. Нуссельт разработал универсальное решение, базирующееся на тех же исходных уравнениях (3.9)–(3.11). Были введены следующие безразмерные параметры:

координаты

$$\xi = \frac{x}{L_2}, \quad \eta = \frac{y}{L_1};$$

температуры

$$\theta_г = \frac{T_г - T_{х1}}{T_{г1} - T_{х1}}, \quad \theta_х = \frac{T_х - T_{х1}}{T_{г1} - T_{х1}};$$

комплексы

$$n_г = \frac{KF}{W_г}, \quad n_х = \frac{KF}{W_х},$$

при использовании которых уравнение типа (3.14) сводится к виду

$$\frac{\partial \theta_х}{\partial \eta} + n_х\theta_х - n_х\theta_г = 0. \tag{3.15}$$

Была использована достаточно сложная процедура решения, сопоставлены результаты с расчетом теплообменника противоточной схемы и предложена универсальная схема расчета теплообменного аппарата перекрестного тока:

1) определение среднеинтегрального температурного напора для противоточного теплообменного аппарата с идентичным значением входных и выходных температур теплоносителей;

2) определение безразмерных температурных показателей теплообменника

$$P = \frac{T_{г1} - T_{г2}}{T_{х1} - T_{х2}}, \quad R = \frac{T_{х2} - T_{х1}}{T_{г1} - T_{х1}};$$

3) определение по P и R с использованием графиков или таблиц значения поправки ψ, на которую умножается температурный напор противотока:

$$\Delta T = \frac{\psi(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \dfrac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}. \tag{3.16}$$

Другими исследователями были составлены системы поправок для большинства широко употребляемых схем теплообменных аппаратов, некоторые из которых представлены в графической форме на рис. 3.3. Вместо безразмерных температурных показателей использованы отношение водяных эквивалентов холодного теплоносителя к горячему $\overline{W} = \dfrac{W_х}{W_г}$ и степень нагрева холодного теплоносителя $\sigma = \dfrac{T_{х2} - T_{х1}}{T_{г1} - T_{х1}}$ (далее — степень регенерации), что однозначно соотносится с параметрами P и R.

Среднеинтегральный температурный напор в противоточном теплообменнике при равенстве водяных эквивалентов. Как следует из выражения (3.8), при $W_г = W_х$ и $\Delta T_г = \Delta T_х$ числитель и знаменатель дроби обращаются в нуль, а температурный напор становится неопределенным. Исследование выражения (3.8) показывает, что

$$\lim \left(\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \dfrac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \right)_{W_г \to W_х} = \Delta T_1 = \Delta T_2,$$

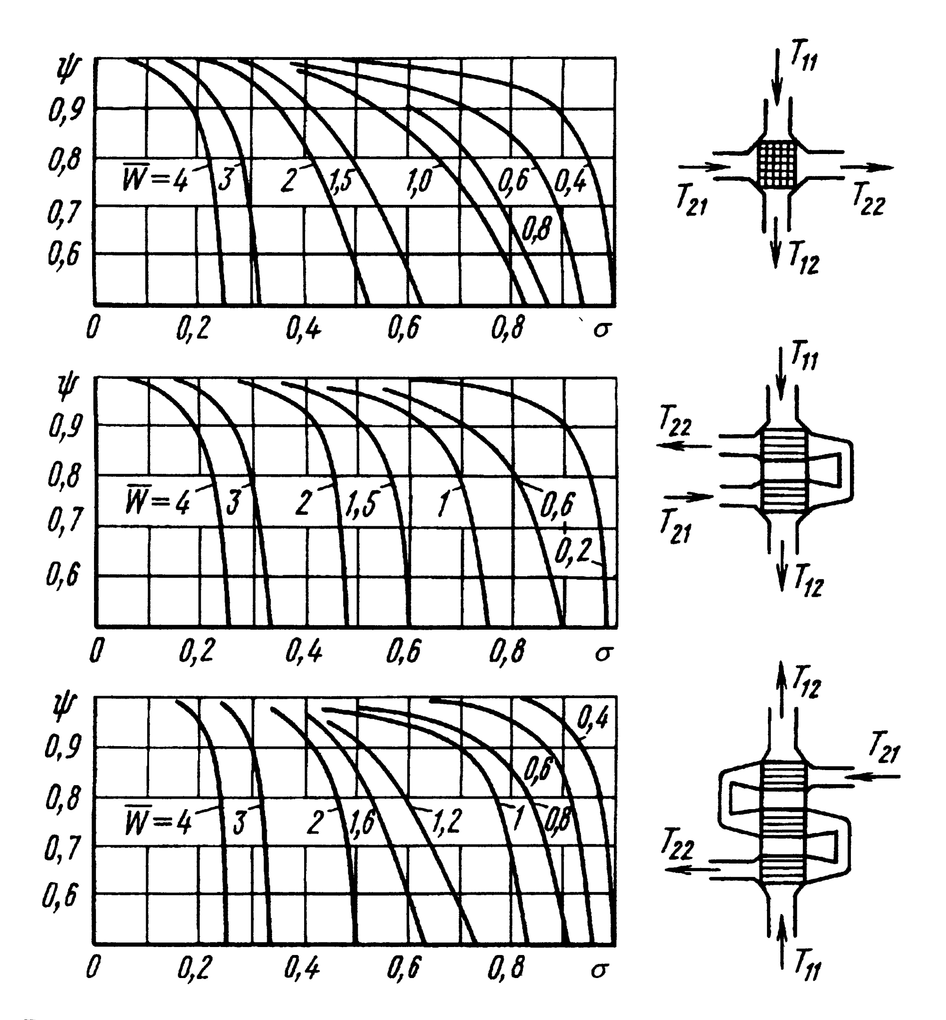


Рис. 3.3. Зависимость значения поправочного коэффициента ψ от σ и W для различных схем теплообменного аппарата перекрестного тока: T_{11}, T_{12} – температуры первого теплоносителя на входе в теплообменный аппарат и выходе из него; T_{21}, T_{22} – температуры второго теплоносителя на входе и выходе

т.е. вдоль всей поверхности теплообменного аппарата разность температур теплоносителей остается постоянной и равной разности конечных температур на входе в теплообменный аппарат и выходе из него.

При $W_г \neq W_х$ и отношении концевых разностей температур (меньшей к большей), равном не менее 0,6, практически без заметной погрешности можно использовать среднеарифметический температурный напор.

Особенности использования среднеинтегрального температурного напора при расчете регенератора. Рассмотрим регенератор противоточной схемы (см. рис. 3.1, *а*). Очевидно, что для него справедливо выражение (3.6а). Для регенератора вводят параметр — степень регенерации σ, представляющий собой отношение действительного подогрева воздуха в регенераторе к теоретически возможному при бесконечной поверхности нагрева:

$$\sigma = \frac{T_{х2} - T_{х1}}{T_{г1} - T_{х1}}. \tag{3.17}$$

Входящую в выражение (3.6а) конечную температуру $T_{х2}$ воздуха определим из (3.17)

$$T_{х2} = T_{х1} + (T_{г1} - T_{х1})\sigma, \tag{3.18}$$

а значение температуры $T_{г2}$, используя выражение (3.18), определим из уравнения теплового баланса регенератора

$$T_{г2} = T_{г1} - \sigma(T_{г1} - T_{х1})\frac{W_х}{W_г}. \tag{3.19}$$

Подстановкой выражений (3.17) и (3.18) в соотношение (3.6а) получаем уравнение для определения поверхности регенератора

$$F = \frac{W_х \ln \dfrac{1-\sigma}{1-\overline{W}\sigma}}{(\overline{W}-1)K}. \tag{3.20}$$

При равенстве водяных эквивалентов воздуха и газа, что чаще всего имеет место в регенераторе, выражение (3.20) становится неопределенным. Исследование его предельного значения при $\overline{W} = \dfrac{W_х}{W_г} \to 1$ приводит к известной формуле Уварова для поверхности регенератора

$$F = \frac{W_х\sigma}{K(1-\sigma)}. \tag{3.21}$$

Применение среднеинтегрального температурного напора при расчете охладителя. Применительно к охладителям вводится параметр — степень охлаждения θ, представляющий собой отношение действительного понижения температуры охлаждаемой среды

к предельно возможному при бесконечной поверхности теплообменника:

$$\theta = \frac{T_{\text{г}1} - T_{\text{г}2}}{T_{\text{г}1} - T_{\text{х}1}}. \tag{3.22}$$

Использование примененной выше процедуры анализа к охладителю с учетом выражения (3.22) приводит к выражению для определения площади поверхности теплообмена

$$F \frac{W_{\text{г}}}{K\left(1 - \dfrac{W_{\text{г}}}{W_{\text{х}}}\right)} \ln \frac{1 - \dfrac{W_{\text{г}}}{W_{\text{х}}}\theta}{1 - \theta}. \tag{3.23}$$

Если регенератор и охладитель выполнены по схемам, отличным от противотока, то коэффициент теплопередачи в выражениях (3.20) и (3.23) нужно умножить на поправку ψ для соответствующей схемы.

3.1.2. Эффективность теплообменного аппарата. Число единиц переноса теплоты

В инженерной практике получил распространение метод, в котором при известном значении площади поверхности теплообмена и входных температурах теплоносителей, определяют температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата, а затем по ним — тепловую нагрузку теплообменника.

Метод базируется на использовании понятия эффективности ε теплообменного аппарата, под которым понимают отношение действительной тепловой нагрузки теплообменника к предельно возможной при полном использовании разности температур горячего и холодного теплоносителей на входе в теплообменный аппарат:

$$\varepsilon = (T_{\text{г}1} - T_{\text{г}2})W_{\text{г}} \Big/ [(T_{\text{г}1} - T_{\text{х}1})W_{\min}] \tag{3.24а}$$

или

$$\varepsilon = (T_{\text{х}2} - T_{\text{х}1})W_{\text{х}} \Big/ [(T_{\text{г}1} - T_{\text{х}1})W_{\min}]. \tag{3.24б}$$

Обратим внимание на то, что в охладителях $W_{\min}$ — это практически всегда водяной эквивалент охлаждаемой среды, а в регенераторах водяные эквиваленты сред равны. Поэтому выражение (3.24а)

для охладителя обращается в выражение (3.22), а выражение (3.24б) для регенератора — в выражение (3.17).

Используя уравнение теплового баланса теплообменника и выражение эффективности (3.24а), уравнение (3.6а) для противоточной схемы можно привести к виду

$$\ln \frac{1 - \varepsilon \dfrac{W_{\text{г}}}{W_{\text{х}}}}{1 - \varepsilon} = \left(1 - \frac{W_{\text{г}}}{W_{\text{х}}}\right) \frac{KF}{W_{\text{г}}} \tag{3.25а}$$

или, приняв $W_{\text{г}} = W_{\min}$ и введя параметр $\text{NTU} = KF/W_{\min}$ — число единиц переноса теплоты, можно привести выражение (3.25а) к окончательному виду

$$\ln \frac{1 - \varepsilon \dfrac{W_{\min}}{W_{\max}}}{1 - \varepsilon} = \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right) \text{NTU}. \tag{3.25б}$$

Решение уравнения (3.25б) относительно ε приводит к следующим выражениям:

для противотока

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\text{NTU}\left(1 - \dfrac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)\right]}{1 - \dfrac{W_{\min}}{W_{\max}} \exp\left[-\text{NTU}\left(1 - \dfrac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)\right]}; \tag{3.26}$$

для прямотока

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\text{NTU}\left(1 + \dfrac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)\right]}{1 + \dfrac{W_{\min}}{W_{\max}}}. \tag{3.27}$$

На рис. 3.4 в графической форме представлены зависимости $\varepsilon = f(\text{NTU})$ для противотока и прямотока, построенные по выражениям (3.26) и (3.27). В справочных пособиях по теплообмену эти зависимости приводятся также в табличной форме. Аналогичная информация существует для большинства других употребляемых схем течения теплоносителей. Заметим, что решение уравнений (3.20) и (3.23) относительно σ и θ соответственно и объединение KF/W в комплекс NTU приводят также к выражению (3.26).

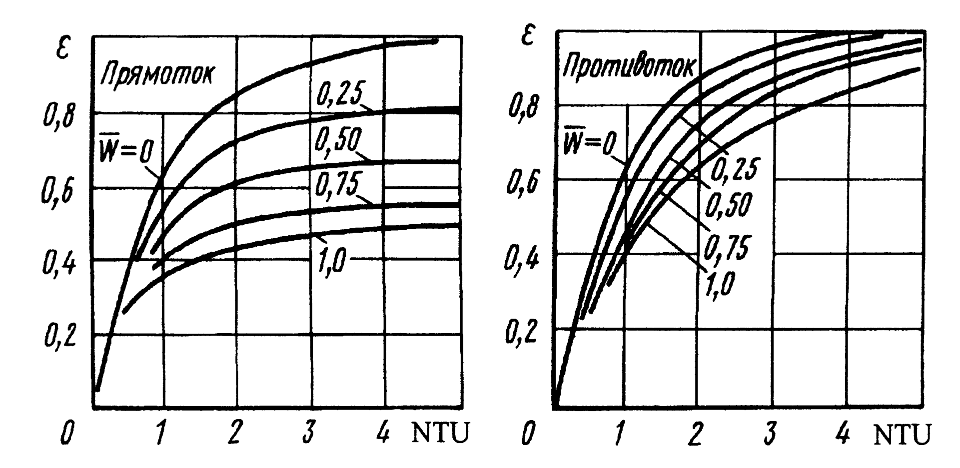


Рис. 3.4. Зависимости ε от NTU и $\overline{W}$для прямотока и противотока

При проведении проектных расчетов применение метода $\varepsilon = f(\mathrm{NTU})$ каких-либо преимуществ перед методом расчета по среднеинтегральному температурному напору не дает, но в некоторых случаях им воспользоваться удобнее, например, тогда, когда теплообменный аппарат компонуют из готовых модулей с известными геометрическими размерами и теплогидравлическими характеристиками или изучают поведение теплообменного аппарата на режимах частичной мощности.

3.1.3. Расчет теплообменного аппарата при заданных значениях потери давления газообразных теплоносителей

Исходными данными для расчета являются: тепловая нагрузка Q, массовые расходы и входные температуры теплоносителей, входные давления и допустимые потери давления каждого теплоносителя. Если один из теплоносителей — жидкость, то потери давления задают только по газообразному теплоносителю.

Метод расчета при заданных значениях потерь давления теплоносителей широко используют в практике проектных расчетов, а в историческом плане он долгое время оставался единственным. Расчет при заданных значениях потерь давления теплоносителей фактически означает расчет при заданных значениях циркуляционной мощности для перемещения (циркуляции) теплоносителей. Применительно к цикловым теплообменным аппаратам — промежуточному и концевому охладителям, регенератору ГТУ — расчет тепло-

обменного аппарата при заданных значениях потерь давления вполне логичен, поскольку потери давления в теплообменных аппаратах являются необходимыми параметрами для расчета термодинамического цикла газотурбинной установки. В ходе расчета определению подлежат геометрические размеры теплообменного аппарата.

Теплообменный аппарат с теплоносителями газ—жидкость. В большинстве случаев такое сочетание теплоносителей приводит к многоходовой (по жидкости) и одноходовой (по газу) схеме перекрестного тока, по эффективности приближающейся к противоточной схеме. Рассмотрим подход к расчету теплообменника на примере теплообменного аппарата с гладкотрубной матрицей, работающей в области турбулентного режима. Газообразный теплоноситель проходит по трубам, а жидкость обтекает трубный пучок в поперечном направлении по многоходовой схеме с направлением ходов от холодного (по газу) конца матрицы. В случае, если не все четыре значения температуры теплоносителей являются заданными, недостающие значения температуры определяют из уравнения теплового баланса теплообменника.

Принимая во внимание малую относительную толщину стенки используемых в теплообменных аппаратах труб, воспользуемся выражением коэффициента теплопередачи для плоской стенки с нулевым термическим сопротивлением

$$K = \frac{\alpha_{\text{г}}\alpha_{\text{ж}}}{\alpha_{\text{г}} + \alpha_{\text{ж}}} = \eta_\alpha \alpha_{\text{г}}. \qquad (3.28)$$

В условиях, когда $\alpha_{\text{ж}}$ на два-три порядка выше $\alpha_{\text{г}}$, коэффициент $\eta_\alpha = 0{,}95\ldots0{,}98$. Для определения $\alpha_{\text{г}}$ в цилиндрическом канале воспользуемся выражением (2.3а), которое при входящих в него для данной температуры значениях констант может быть представлено в виде функции скорости теплоносителя:

$$\alpha = \beta c_{\text{г}}^{0,8}. \qquad (3.29)$$

С учетом соотношения (3.29) выражение (3.28) можно привести к виду

$$K = \eta_\alpha \beta c_{\text{г}}^{0,8}. \qquad (3.30)$$

Для дальнейшего расчета воспользуемся уравнениями:

расхода теплоносителя через трубы

$$G_{\text{г}} = \pi d \rho c_{\text{г}}^2 z/4; \qquad (3.31)$$

поверхности теплообмена

$$F = \pi d\bar{d}Lz; \tag{3.32}$$

теплопередачи

$$Q = \Delta T_л FK, \tag{3.33}$$

а также уравнением (2.65) в упрощенном виде:

$$\Delta p = \frac{\rho c_г^2\left(A + \xi_{тр}\dfrac{L}{d}\right)}{2}, \tag{3.34}$$

где $\bar{d} = d_с/d$; d — внутренний диаметр трубы; $d_с$ — средний диаметр трубы; z — число труб в матрице; $c_г$ — средняя скорость газа в трубе; A — суммарный коэффициент сопротивления, включающий в себя все сопротивления, кроме трения (см. выражение 2.65); $\xi_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения.

Коэффициент сопротивления трения определяют зависимостью Блазиуса. Однако в ограниченном диапазоне температур зависимость Блазиуса может быть заменена зависимостью $\xi_{тр} = a\mathrm{Re}^{-0,2}$. Например, для $\mathrm{Re} = 10\,000\ldots20\,000$ можно принять $a = 0{,}195$, что дает отклонение от зависимости Блазиуса в пределах $1\ldots2\,\%$.

Из совместного рассмотрения выражений (3.30)–(3.33) можно представить L/d в следующем виде:

$$\frac{L}{d} = \frac{Q\rho c_г^{0,2}}{4\Delta T_л\bar{d}G\eta_\alpha\beta}. \tag{3.35}$$

Подстановка (3.35) в уравнение (3.34) с учетом выражения для ξ и зависимости плотности ρ газа от давления и температуры приводит к следующему уравнению потерь давления в матрице:

$$\Delta\bar{p} = \left(A + \frac{0{,}0487\rho^{0,8}\mu^{0,2}Q}{d^{0,2}\bar{d}\Delta T_л G\eta_\alpha\beta}\right)\frac{pc_г^2}{2RT}. \tag{3.36}$$

Введя относительные потери давления $\overline{\Delta p} = \Delta p/p$ и решив уравнение (3.36) относительно $c_г$, получим выражение для определения скорости газа в матрице

$$c_г = \left(\frac{\Delta\bar{p}\cdot 2RT}{D}\right)^{0,5}, \tag{3.37}$$

где D — выражение в скобках в (3.36).

Полученное таким образом значение скорости $c_г$ позволяет определить все геометрические размеры матрицы и скомпоновать каналы для циркуляции жидкого теплоносителя (определить число ходов), исходя из условия реализации рекомендуемой скорости. Затем, используя соответствующие критериальные уравнения (в данном случае это поперечное обтекание трубного пучка), по скорости жидкости определяют коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости, по соотношению (3.28) уточняют значение η_α и вновь определяют значение скорости газообразного теплоносителя. Обычно бывает достаточно одной-двух итераций. Последней расчетной операцией является определение гидравлического сопротивления тракта жидкого теплоносителя и необходимой мощности циркуляционного насоса.

Теплообменный аппарат с теплоносителями газ — газ. При параллельной схеме движения теплоносителей между скоростями теплоносителей существует однозначная связь, определяемая уравнением расхода теплоносителей

$$c_2 = c_1 \frac{G_2 \rho_1 \eta_{ф1}}{G_1 \rho_2 \eta_{ф2}} = a c_1, \tag{3.38}$$

где $a = \text{const}$.

Потери давления теплоносителей также оказываются взаимно связанными, поскольку они определяются скоростями теплоносителей при одной и той же длине хода теплоносителя в матрице. Повлиять на соотношение скоростей и соответственно потерь давления можно лишь изменением соотношения коэффициентов фронтового сечения или переходом на многоходовую схему параллельного движения теплоносителей. В связи с этим расчет теплообменного аппарата можно проводить при заданных значениях суммарных относительных потерь давления двух теплоносителей или при заданном значении потерь давления одного из теплоносителей.

Рассмотрим теплообменный аппарат с гладкотрубной матрицей, расчет которого выполняют при заданных значениях суммарных относительных потерь давления по двум теплоносителям. С учетом выражения (3.38) коэффициент теплопередачи можно представить в виде функции одной скорости

$$K = c_1^{0,8} \frac{\beta_1 a^{0,8} \beta_2}{\beta_1 + a^{0,8} \beta_2}. \tag{3.39}$$

Суммарные относительные потери давления вследствие трения в каналах матрицы (режим турбулентный)

$$\Delta\overline{p} = \left[\frac{0{,}1584}{R_1T_1}\left(\frac{\mu_1}{\rho_1 d_1}\right)^{0{,}25} + \frac{a^{1{,}75}d_1}{R_2T_2d_2}\left(\frac{\mu_2}{\rho_2 d_2}\right)^{0{,}25}\right]\frac{L}{d_1}c_1^{1{,}95}. \qquad (3.40)$$

Совместное решение уравнений расхода и теплопередачи при учете уравнения (3.39) приводит к выражению, аналогичному выражению (3.35):

$$\frac{L}{d_2} = \frac{Q(\beta_1 + \alpha^{0{,}8}\beta_2)\rho_1 c_1^{0{,}2}}{4G\Delta t_{\text{л}}\overline{d}(\beta_1\alpha^{0{,}8}\beta_2)}, \qquad (3.41)$$

где d_2 — эквивалентный диаметр межтрубного канала.

Подстановка выражения (3.41) в уравнение (3.40) и решение его относительно c_1 приводят к искомому выражению для определения расчетной скорости одного из теплоносителей

$$c_1 = \left(\frac{\Delta\overline{p}}{D}\right)^{0{,}512}, \qquad (3.42)$$

где

$$D = 0{,}03955\left[\left(\frac{\mu_1}{\rho_1 d_1}\right)^{0{,}25}\frac{1}{R_1T_1} + \frac{d_1}{d_2}\left(\frac{\mu_2}{\rho_2 d_2}\right)^{0{,}25}\frac{a^{1{,}75}}{RT_2}\right]\frac{Q\rho_1}{G\Delta T_{\text{л}}\overline{d}}\,\frac{\beta_1 + a^{0{,}8}\beta_2}{\beta_1\beta_2 a^{0{,}8}}.$$

Скорость второго теплоносителя вычисляется по формуле (3.38). Затем могут быть определены коэффициент теплопередачи, площадь поверхности теплообмена, геометрические размеры матрицы и уточнены потери давления с учетом сопротивления на входе в матрицу и выходе из нее и вследствие ускорения и замедления потоков. Если необходимо, скорость корректируют и повторяют расчет, но, как правило, одной итерации оказывается достаточно.

Теплообменный аппарат перекрестного тока. В теплообменном аппарате перекрестного тока скорости взаимно независимы. Поэтому теплообменник может быть рассчитан при заданных значениях потерь давления по каждому из теплоносителей. В общем случае, для расчета воспользуемся уравнениями расхода (два), уравнениями потерь давления (два), уравнением коэффициента теплопередачи (одно), уравнение теплопередачи (одно) — всего шестью уравнениями. А искомыми являются скорости теплоносителей (две), геометрические размеры матрицы (три), площадь поверхности теплообмена (одна) — всего шесть неизвестных. Таким образом, система

уравнений замкнутая. Однако в общем случае входящие в систему уравнения нелинейные, что не позволяет представить их решение в аналитической форме, а требует применения численных методов. Только в частных случаях удается получить "чистые" аналитические решения (они иногда приводятся в литературе).

Рассмотрим общий подход к расчету на примере теплообменника перекрестного тока с гладкотрубной матрицей (рис. 3.5, *а*). Запишем входящие в систему уравнения в последовательности, удобной для процедуры численного решения, независимо от метода решения (см. уравнения (2.68), (3.34) и (3.39)):

$$\Delta p_i = \left(A + \xi \frac{L}{d}\right) \frac{\rho_1 c_1^2}{2}; \tag{3.43}$$

$$G_1 = BH\eta_{ф1}\rho_1 c_1; \tag{3.44}$$

$$F = HBLk_v; \tag{3.45}$$

$$\frac{Q}{\Delta T_л F} = K = \frac{\beta_1 c_1^{0,8} \beta_2 c_2^{0,6}}{\beta_1 c_1^{0,8} + \beta_2 c_2^{0,6}}; \tag{3.46}$$

$$G_2 = HL\eta_{ф2} c_2 \rho_2; \tag{3.47}$$

$$\Delta p_2 = (6 + 9m)\mathrm{Re}_2^{-0,26} \frac{\rho_2 c_2^2}{2} + (\rho_2 c_2)^2_{вх} - (\rho_2 c_2)^2_{вых}. \tag{3.48}$$

Последовательность решения системы следующая.

1. Задаем скорость c_1 и из уравнения (3.43) определяем размер L, при этом для воздушных теплообменников скорость выбираем в диапазоне 10...25 м/с, для гелиевых — 50...70 м/с:

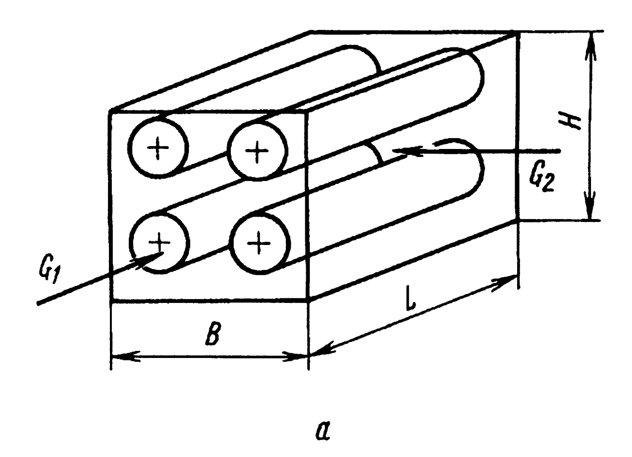
$$L = \left(\frac{2\Delta p_1}{\rho_1 c_1^2} - A\right) \frac{d}{\xi_{тр}}, \quad \xi_{тр} = f(\mathrm{Re}_1).$$

2. Из уравнения (3.44) определяем фронтовое сечение теплообменника

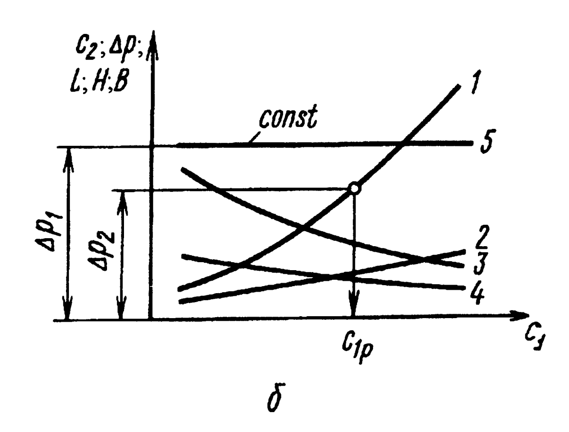
$$HB = \frac{G_1}{\eta_{ф1}\rho_1 c_1}.$$

3. Из уравнения (3.45) находим площадь поверхности теплообмена

$$F = HBLk_v = Vk_v.$$



а



б

Рис. 3.5. Теплообменник перекрестного тока с гладкотрубной матрицей:
а – схема матрицы; *б* – изменение основных параметров теплообменника в зависимости от скорости c_1; *1* – Δp_2; *2* – H; *3* – L; *4* – B; *5* – Δp_1

4. Из уравнения (3.46) определяем коэффициент теплопередачи K, а затем скорость второго теплоносителя

$$c_2 = \frac{1}{\beta_2^{1,67}\left(\frac{1}{K} - \frac{1}{\beta_1 c_1^{0,8}}\right)^{1,67}}, \quad K = \frac{Q}{\Delta T_{\text{л}} F}. \qquad (3.49)$$

5. Из уравнения (3.47) находим необходимую площадь фронтового сечения

$$LH = \frac{G_2}{\eta_{\text{ф}2} \rho_2 c_2}.$$

Поскольку значение L уже известно, то из геометрических соотношений матрицы последовательно определяем размер B, а затем, зная шаг t труб в трубном пучке, число m рядов труб в направлении движения второго теплоносителя, а именно

$$m = \frac{B}{t} = \frac{V}{LHt}.$$

6. По формуле (3.48) находим потери давления второго теплоносителя

$$\Delta p_2 = (6 + 9m)\mathrm{Re}_2^{-0,26} \frac{\rho_2 c_2^2}{2} + (\rho_2 c_2)^2_{\text{вых}} - (\rho_2 c_2)^2_{\text{вх}}.$$

Таким образом, теплообменник с полученными размерами передает заданный тепловой поток и удовлетворяет условию заданных потерь давления Δp_1 по одному теплоносителю. Подбором скорости c_1 можно удовлетворить условию заданных потерь давления Δp_2 по второму теплоносителю. При "ручном" расчете задаем три-четыре значения скорости c_1 и строим графическую зависимость $\Delta p_2 = f(c_1)$ (рис. 3.5, *б*), по которой определяем расчетную скорость c_1 первого приближения. Второго приближения, как правило, оказывается достаточно. При использовании ЭВМ программа расчета может быть построена также по итерационному принципу.

Для оребренной поверхности расчетная процедура несколько усложняется необходимостью определения ее эффективности. При одностороннем оребрении в качестве исходной удобнее принимать скорость по стороне оребренной поверхности. Процедура расчета для поверхности с двусторонним оребрением поясняется в примерах расчета (см. в гл. 4).

3.1.4. Расчет теплообменного аппарата при заданной площади поверхности теплообмена

Насколько нам известно, впервые такой подход к расчету теплообменного аппарата был предложен В.В. Уваровым и развит Н.Д. Грязновым. В отличие от традиционного метода, изложенного выше, расчет теплообменного аппарата с заданной площадью поверхности теплообмена (при известном значении коэффициента компактности она эквивалентна заданному объему матрицы) позволяет:

1) оценить до начала проектирования примерные объем, массу, технологические аспекты производства теплообменника и его стоимость;

2) оценить компоновочные характеристики теплообменника или, исходя из компоновочных характеристик, выбрать размер поверхности теплообмена (это особенно важно при разработке ГТУ транспортного назначения или авиационного ГТД, когда массогабаритные требования к теплообменному аппарату могут оказаться решающим фактором);

3) определить среди множества теплообменных аппаратов с заданной и неизменной площадью поверхности теплообмена теплообменник с минимально необходимой мощностью для циркуляции теплоносителей. Такой теплообменник считается оптимальным. Теплообменный аппарат с аналогичными значениями площади поверхности теплообмена и тепловой производительности, но рассчитанный при заданных значениях потерь давления теплоносителей, лишь случайно может соответствовать оптимальному варианту.

В основу метода В.В. Уварова заложена возможность независимого изменения скоростей теплоносителей, что соответствует только схеме перекрестного тока. Поэтому суть метода рассматривается применительно к теплообменному аппарату перекрестного тока.

Вновь обратимся к теплообменному аппарату с гладкотрубной матрицей коридорной компоновки. Используя соотношения (1.14), (3.43) и (3.48), представим суммарную необходимую мощность для осуществления циркуляции теплоносителей выражением

$$N_{\text{ц}} = \frac{G_1}{\eta_{\text{ц}1}}\left(A_1 + \xi\frac{L}{d}\right)\frac{c_1^2}{2} + \frac{G_2}{\eta_{\text{ц}2}}\left[A_2 + (6 + 9m)\text{Re}^{-0,26}\right]\frac{c_2^2}{2}. \qquad (3.50)$$

Уравнение (3.49) позволяет установить связь между скоростями теплоносителей.

Любая пара взаимосвязанных через уравнение (3.49) скоростей c_1 и c_2 отвечает условию заданной тепловой мощности теплообменного аппарата. Дальнейший поиск нужного варианта теплообменника сопровождается расчетом суммарной циркуляционной мощности. Подставив выражение (3.49) в формулу (3.50), получаем зависимость циркуляционной мощности от скорости c_1 одного из теплоносителей:

$$N_ц = \frac{G_1}{\eta_{ц1}}\left(A + \xi\frac{L}{d}\right)\frac{c_1^2}{2} +$$

$$+\frac{G_2}{\eta_{ц2}}\left[A_2 + (6+9m)\mathrm{Re}_2^{-0,26}\right]\frac{1}{2}\left[\beta_1\left(\frac{\Delta T_л F}{Q} - \frac{1}{\beta_1 c_1^{0,8}}\right)\right]^{-3,34}, \quad (3.51)$$

где $L = \dfrac{F}{k_V}\dfrac{\eta_{ф1}\rho_1 c_1}{G_1}$; $m = \dfrac{F}{k_V}\dfrac{\eta_{ф2}\rho_2 c_2}{G_2 t}$.

Зависимость (3.51) называется энергетической характеристикой теплообменного аппарата. Для теплообменного аппарата с равными массовыми расходами теплоносителей (как это может иметь место в регенераторе ГТУ) вместо суммарной циркуляционной мощности вводят пропорциональную ей сумму относительных потерь давления. Характер изменения основных параметров теплообменного аппарата с заданной площадью поверхности теплообмена в зависимости от скорости теплоносителя показан на рис. 3.6. С увеличением скорости c_1 происходит снижение скорости c_2, а суммарные относительные потери давления сначала понижаются, достигая минимального значения, а затем снова возрастают. Скорости c_1 и c_2, при которых достигается минимум энергетической характеристики, называются оптимальными скоростями теплоносителей.

Анализ выражения (3.49) показывает, что существует предельно минимальная скорость c_1, определяемая (при условии правомочности исходных уравнений теплообмена в данной области параметров) выражением

$$c_{1\,\min} = \left(\frac{1}{\beta_1}\frac{Q}{\Delta T_л F}\right)^{1,25}. \quad (3.52)$$

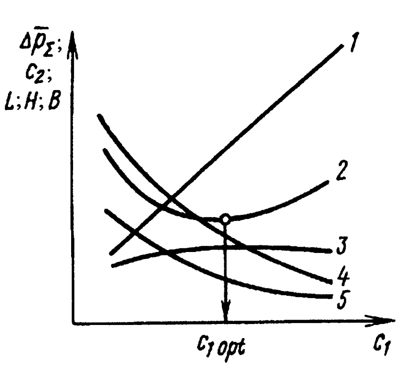


Рис. 3.6. Изменение параметров теплообменного аппарата перекрестного тока с заданной площадью поверхности теплообмена и заданной тепловой мощностью в зависимости от скорости c_1:
1 – L; 2 – Δp_Σ; 3 – H; 4 – c_2; 5 – B

При достижении скорости $c_{1\,\min}$ скорость c_2 обращается в бесконечность. Этим объясняется поведение левой ветви энергетической характеристики. Правая ветвь энергетической характеристики также имеет тенденцию к бесконечному росту при бесконечном увеличении скорости c_1. При повышении скорости c_1 длина L матрицы возрастает, размер B уменьшается, а размер H сначала слегка увеличивается, а затем также уменьшается. Точке минимума энергетической характеристики отвечают конкретные геометрические размеры матрицы, возможно не лучшие с точки зрения компоновочных размеров теплообменника. Но в области минимума кривая энергетической характеристики носит достаточно пологий характер, что позволяет без заметного увеличения циркуляционной мощности отступить от оптимального значения скоростей и достичь нужного соотношения геометрических размеров матрицы. Заметим, что поиск строгого математического экстремума энергетической характеристики большого смысла не имеет ввиду ограниченной точности используемых исходных критериальных уравнений гидродинамики и теплообмена. Поэтому и при численном расчете с использованием ЭВМ целесообразно определять значение энергетической характеристики и геометрических размеров матрицы не только в точке экстремума, но и в ее окрестности. При увеличении площади поверхности теплообмена кривая характеристики смещается вниз, в область пониженных значений циркуляционной мощности, что объясняется более низкими необходимыми значениями коэффициента теплопередачи и соответственно скоростей теплоносителей.

3.1.5. Особенности расчета теплообменного аппарата заданного габарита

Часто по условиям компоновки теплообменного аппарата ему предписывают предельный габарит. Это означает, что между длиной входного диффузора, матрицы и выходного конфузорного патрубка устанавливается жесткая связь

$$L_{\text{д}} + L_{\text{м}} + L_{\text{к}} = \text{const},$$

при которой изменение любого из размеров происходит за счет изменения размеров двух других элементов. Поскольку потери в конфузорном патрубке обычно малы, а изменение в широком диапазоне степени конфузорности патрубка влияет на них в незначительной

степени, примем $L_к = \text{const}$ и $L_д + L_м = \text{const}$. Это позволяет рассмотреть только блок "диффузор — матрица".

Для упрощения проблемы и рассмотрения лишь ее принципиальной стороны ограничимся теплообменником газ — жидкость с многоходовой схемой перекрестного тока по жидкому теплоносителю. Рассмотрим конструкцию теплообменного аппарата с гладкотрубной матрицей в цилиндрическом корпусе и с коническим диффузором; газообразный теплоноситель движется по трубам, режим течения турбулентный.

Если принять некоторую длину матрицы $L_м$ в пределах рассматриваемого лимита линейного размера, то по формуле (3.35) можно определить скорость газа в каналах матрицы

$$c = \left(\frac{0{,}084 L_м \Delta \overline{T}_л \overline{d} \mathrm{Pr}^{0,43} \eta_\alpha G}{d^{1,2} Q \rho^{0,2} \mu^{0,8}}\right)^5.$$

При известном значении скорости c, используя уравнение расхода, можно определить диаметр цилиндрической матрицы, а по формуле (3.36) — потери давления при движении газообразного теплоносителя через каналы матрицы. Диаметр матрицы $D_м$, ее длина $L_м$ и диаметр трубопровода на входе в диффузор $D_т$ позволяют определить размеры диффузора — длину $L_д$, угол α раскрытия и степень n расширения диффузора:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{D_м - D_т}{2L_д}; \quad n = \left(\frac{D_м}{D_т}\right)^2.$$

Этих параметров достаточно для нахождения коэффициента сопротивления диффузора $\xi_д$ по формуле (2.69) или (2.72) и последующего расчета потерь давления в диффузоре. Варьируя соотношение между $L_м$ и $L_д$ или изменяя скорость теплоносителя в каналах матрицы, можно выявить теплообменный аппарат с минимальным гидравлическим сопротивлением.

На рис. 3.7 приведены результаты расчета воздухоохладителя с трубчатой матрицей цилиндрической формы, предназначенного для охлаждения воздуха давлением 0,35 МПа от температуры 410 до 305 К, расходом 2,7 кг/с; суммарная длина матрицы и диффузора 1,3 м.

Выводы

1. С увеличением скорости газа в каналах матрицы ее длина возрастает, диаметр уменьшается, что ведет к повышению ее гидравлического сопротивления.

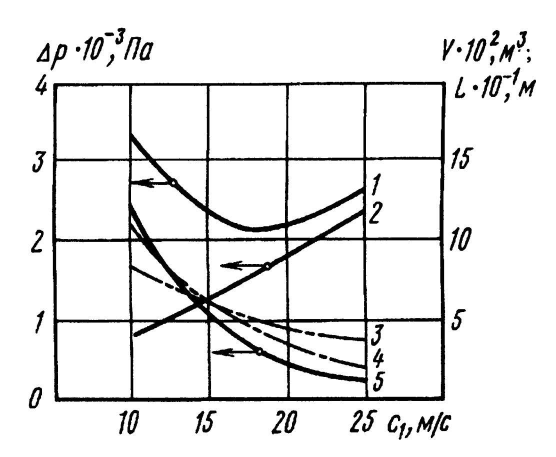


Рис. 3.7. Результаты расчета воздухоохладителя с трубчатой матрицей заданного габарита:

1 – Δp_{Σ}; *2* – $\Delta p_{м}$; *3* – $L_{д}$; *4* – V; *5* – Δp_{g}

2. Уменьшение диаметра матрицы сопровождается уменьшением степени расширения и угла раскрытия диффузора, что приводит к уменьшению потерь давления в диффузоре.

3. Суммарное гидравлическое сопротивление матрицы и диффузора при некоторой скорости достигает минимального значения, которое зависит от исходных данных проектного расчета, в частности диаметра труб, шага труб в трубном пучке, длины теплообменного аппарата, и не может быть изменено без изменения исходных данных.

4. При заданных габарите и типоразмере поверхности теплообмена нельзя создать теплообменный аппарат, потери давления в котором были бы меньше оговоренного в п. 3 минимума.

3.1.6. Теплообменный аппарат с контуром промежуточного теплоносителя

Наряду с использованием одноконтурных теплообменников с непосредственной передачей теплоты в ГТУ различного назначения, в качестве цикловых теплооменников и теплообменников вспомогательных систем находят применение теплообменные аппараты с контуром промежуточного теплоносителя. Некоторые примеры принципиальных схем ГТУ, в которых использованы такие теплообменники, были рассмотрены выше. Теплообменный аппарат с контуром промежуточного теплоносителя представляет собой комплекс из двух

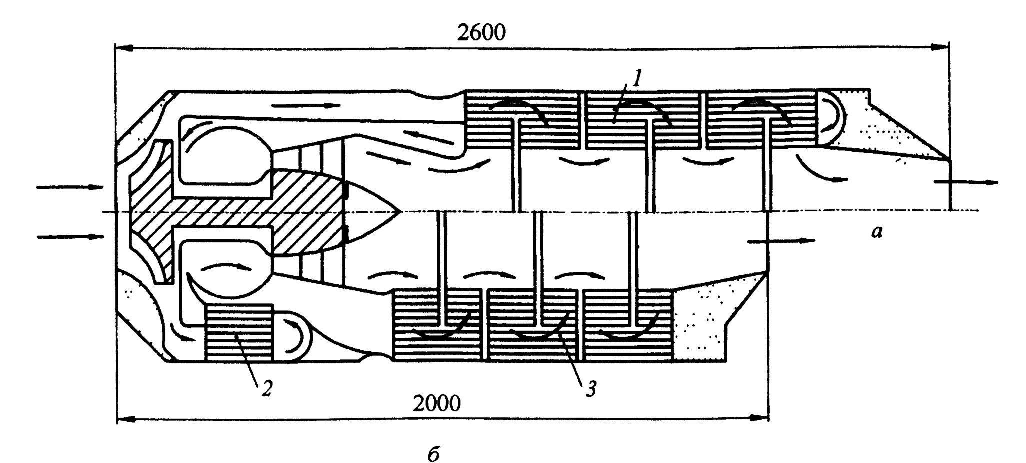


Рис. 3.8. Схема авиационного ГТД мощностью 2940 кВт с различными регенераторами:
а – рекуперативный прямого действия; *б* – с контуром промежуточного теплоносителя; *1* – теплообменник прямого действия; *2* – теплообменник холодного плеча; *3* – теплообменник горячего плеча

теплообменников, тепловая связь между которыми осуществляется контуром промежуточного теплоносителя. Это дает возможность наиболее целесообразно сконструировать теплообменный аппарат, лучшим образом организовать тракты теплоносителей. В некоторых случаях только использование таких теплообменных аппаратов позволяет реализовать определенную термодинамическую схему двигателя. Например, несмотря на возможность повышения экономичности авиационного ГТД введением регенерации теплоты уходящих газов, вследствие значительного увеличения размеров двигателя и сопротивления газовоздушного тракта при использовании в качестве регенератора одноконтурных теплообменных аппаратов этот способ не нашел промышленного применения. При использовании теплообменных аппаратов с промежуточным теплоносителем удается значительно уменьшить размеры двигателя (рис. 3.8), и сделать реалистичным авиационный регенеративный ГТД.

Общие положения расчета. На рис. 3.9 даны принципиальная схема теплообменного аппарата и диаграмма температур теплоносителей применительно к противоточной схеме в пределах каждого теплообменника. Температуры горячего и холодного теплоносителей изменяются от входа к выходу соответственно от $T_{\text{г1}}$ до $T_{\text{г2}}$ и от $T_{\text{х1}}$ до $T_{\text{х2}}$, а температуры промежуточного теплоносителя по горячему и холодному трактам теплообменного аппарата изменяются соответственно от θ_2' до θ_1'' и от θ_1' до θ_2''.

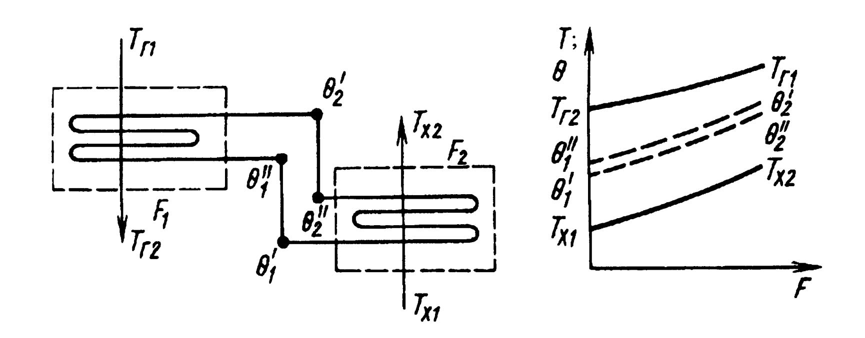


Рис. 3.9. Принципиальная схема теплообменника с контуром промежуточного теплоносителя и температурная диаграмма

Перепады температур $\theta_2' - \theta_2''$ и $\theta_1'' - \theta_1'$ связаны с тепловыми потерями при циркуляции промежуточного теплоносителя между теплообменниками. При хорошей тепловой изоляции потери теплоты на соединительных трубопроводах оказываются пренебрежимо малыми, поэтому при рассмотрении теплообменного аппарата можно считать, что температура промежуточного теплоносителя в пределах "горячего" и "холодного" теплообменников меняется от θ_2 до θ_1. Теплообменный аппарат составлен из двух теплообменников с площадями поверхностей теплообмена F_1 и F_2. Суммарная площадь поверхностей теплообмена (в пределах каждого теплообменного аппарата схема — противоток)

$$F_\Sigma = \left(\frac{\ln \dfrac{T_{г1} - \theta_2}{T_{г2} - \theta_1}}{K_1[(T_{г1} - \theta_2) - (T_{г2} - \theta_1)]} + \right.$$

$$\left. + \frac{\ln \dfrac{\theta_2 - T_{x2}}{\theta_1 - T_{x1}}}{K_2[(\theta_2 - T_{x2} - (\theta_1 - T_{x1})]} \right) Q. \quad (3.53)$$

Отношение площадей $F_1/F_2 = (K_2/K_1)(\Delta T_2/(\Delta T_1))$; температуры $T_{г1}$, $T_{г2}$, T_{x1} и T_{x2} являются заданными; отношение коэффициентов теплопередачи K_2/K_1 зависит от выбранного соотношения гидравлических потерь основных теплоносителей и изменяется в небольших пределах. Поэтому основным фактором, влияющим на отношение F_1/F_2, является отношение среднелогарифмических температурных напоров $\Delta T_2/(\Delta T_1)$, которое в данном случае полностью

определяется выбором температур θ_1 и θ_2. Анализ выражения (3.53) на экстремум показывает, что минимум F_Σ достигается при условии

$$\frac{T_{\text{г}1} - \theta_2}{\theta_2 - T_{\text{х}2}} = \frac{T_{\text{г}2} - \theta_1}{\theta_1 - T_{\text{х}1}} = \sqrt{\frac{K_2}{K_1}}. \quad (3.54)$$

Отсюда оптимальные температуры промежуточного теплоносителя

$$\theta_1 = \frac{T_{\text{г}2} + T_{\text{х}1}\sqrt{\dfrac{K_2}{K_1}}}{1 + \sqrt{\dfrac{K_2}{K_1}}}; \quad (3.55)$$

$$\theta_2 = \frac{T_{\text{г}1} + T_{\text{х}2}\sqrt{\dfrac{K_2}{K_1}}}{1 + \sqrt{\dfrac{K_2}{K_1}}}. \quad (3.56)$$

Используя соотношения (3.55) и (3.56), можно получить температурные напоры для поверхностей F_1 и F_2:

$$\Delta T_1 = \frac{\Delta T}{1 + \sqrt{\dfrac{K_1}{K_2}}}; \quad \Delta T_2 = \frac{\Delta T}{1 + \sqrt{\dfrac{K_2}{K_1}}}, \quad (3.57)$$

где $\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2$ — полный располагаемый температурный напор.

Тогда для условия минимума суммарной поверхности теплообмена $F_{\Sigma\,\min}$

$$F_1/F_2 = \sqrt{K_2/K_1}.$$

Обращение к теплообменному аппарату с контуром промежуточного теплоносителя чаще всего диктуется соображениями компоновочного характера (как, например, в авиационном ГТД, см. рис. 3.8), когда соотношение между теплообменниками горячего и холодного плеч по габариту, массе или площади поверхностей теплообмена предписывается техническим заданием. Тем не менее сопоставление с минимизированным по поверхности вариантом теплообменника может служить, в известной мере, оценочным критерием при проектировании теплообменника. Поясним это примером.

Пример. Исходные данные:

$T_{г1} = 773$ К, $T_{х1} = 473$ К, $K_1 = 10$ Вт/(м^2·К), $T_{г2} = 573$ К, $T_{х2} = 573$ К, $K_2 = 20$ Вт/(м^2·К);

передаваемый тепловой поток $16 \cdot 10^3$ Вт;

условиями технического задания предписано отношение $F_1/F_2 = 3{,}6$.

Результаты расчета площадей поверхностей теплообмена приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. **Результаты расчета площадей поверхностей теплообмена**

Параметр	По условию оптимизации	Без учета оптимизации
Отношение $\dfrac{F_1}{F_2} = \sqrt{\dfrac{K_2}{K_1}}$	1,41	3,6 (по условию проектирования)
Требуемая F, м^2:		
F_1	18,95	32,19
F_2	13,36	8,94
Суммарная F_Σ, м^2	32,31	41,13

Выполнение принятого по проектному заданию условия $F_1/F_2 = 3{,}6$ привело к уменьшению площади поверхности F_2 на 33 % по сравнению с оптимальным значением, но увеличило суммарную площадь поверхности теплообмена теплообменного аппарата на 21 %. Возможно, что полученный результат может стать побудительной причиной пересмотра или корректирования проектного задания.

Чтобы правильно оценить технико-экономические характеристики теплообменного аппарата, следует сопоставить в идентичных условиях поверхности теплообмена теплообменных аппаратов с контуром промежуточного теплоносителя и без него. Проведем такое сопоставление для оптимального теплообменного аппарата.

В одноконтурном теплообменнике использована теплообменная поверхность с двусторонним оребрением, с площадями сторон F_1 и F_2 при исходной площади F гладкой поверхности пластинчато-ребристой матрицы. В теплообменном аппарате с контуром промежуточного теплоносителя использована пластинчато-ребристая поверхность с односторонним оребрением. При этом оребрение, коэффициенты теплоотдачи основных теплоносителей и коэффициенты эффективности оребренной поверхности по сходственным сторонам поверхностей теплообмена идентичны. Термическими сопротивлениями разделительной стенки пластинчато-ребристой поверхности

и по стороне промежуточного теплоносителя можно пренебречь. Характеризуя условия теплопередачи по каждой из сторон поверхности теплообмена комплексами $\overline{K}_1 = (F_1/F)\eta_{\alpha1}\alpha_1$ и $\overline{K}_2 = (F_2/F)\eta_{\alpha2}\alpha_2$ и учитывая возможное различие условий теплопередачи по сторонам соотношением этих комплексов $\overline{K}_2 = Y\overline{K}_1$, определим поверхность теплообмена одноконтурного теплообменника. Принимая в качестве расчетной площадь исходной гладкой поверхности (коэффициент теплопередачи отнесен к исходной гладкой поверхности), определим ее значение

$$F = \frac{Q(1+Y)}{\Delta T\overline{K}_2}.$$

Для теплообменника с контуром промежуточного теплоносителя суммарная площадь поверхности теплообмена (расчет ведется по неоребренной стороне)

$$F_\Sigma = \frac{Q}{\Delta T_1\overline{K}_1} + \frac{Q}{\Delta T_2\overline{K}_2}. \tag{3.58}$$

При использовании выражений (3.55) и (3.56) окончательно получим

$$F_\Sigma = \frac{Q(1+\sqrt{Y}\,)^2}{\overline{K}_2\Delta T}. \tag{3.59}$$

Сравнивая уравнения (3.58) и (3.59), можно установить связь между площадью F поверхностей теплообмена одноконтурного теплообменника и F_Σ теплообменного аппарата с контуром промежуточного теплоносителя:

$$F_\Sigma = \frac{F(1+\sqrt{Y}\,)^2}{1+Y}.$$

При $Y = 1$ площадь $F_\Sigma = 2F$, а при $Y = 2$ $F_\Sigma = 1{,}936F$. Таким образом, площадь поверхности теплообмена теплообменного аппарата с контуром промежуточного теплоносителя даже в идеализированном случае пренебрежения термическим сопротивлением по контуру промежуточного теплоносителя больше площади сходственного теплообменника примерно в 2 раза.

Поясним полученный результат. Рассмотрим элемент поверхности теплообмена с двусторонним оребрением (рис. 3.10, *а*). Разделим

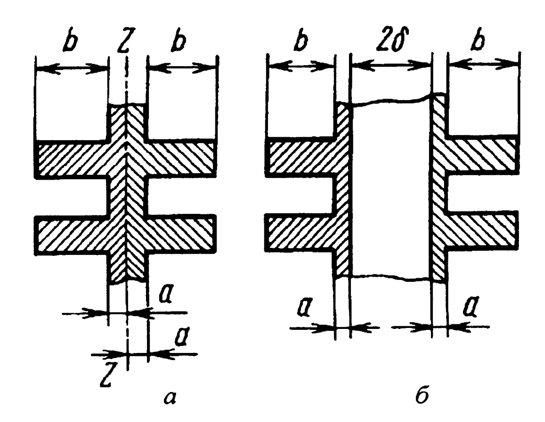


Рис. 3.10. Поверхности теплообмена с двусторонним оребрением:
а – элемент поверхности с двусторонним оребрением;
б – элемент поверхности с двусторонним оребрением, рассеченный на два полуэлемента с односторонним оребрением

поверхность плоскостью Z на две симметричные части. При условии $F_1\eta_{\alpha_1}\alpha_1/F = F_2\eta_{\alpha_2}\alpha_2/F = \mathrm{idem}$ и симметрии геометрических форм поверхности теплообмена температура стенки в плоскости Z

$$T_z = \frac{1}{2}(T_\text{г} + T_\text{х}).$$

Если пренебречь термическим сопротивлением стенки, то температура T — это температура стенки в основании оребрения, на каждой из сторон поверхности теплообмена. Из условия неизменности термического сопротивления элемента (независимо от способа расчета) тепловой поток остается постоянным при заданной граничной разности температур $T_\text{г} - T_\text{х}$:

$$Q = K(T_\text{г} - T_\text{х})F_\text{г} = \frac{1}{2}F_\text{г}(T_\text{г} - T_\text{х})\frac{F}{F_\text{г}}\alpha\eta_\text{ор}; \qquad (3.60)$$

$$Q = \frac{F_\text{г}(T_\text{г} - T_z)}{\dfrac{F_\text{г}}{F}}\alpha\eta_\text{ор} = \frac{1}{2}F_\text{г}(T_\text{г} - T_\text{х})\frac{F}{F_\text{г}}\alpha\eta_\text{ор}; \qquad (3.61)$$

$$Q = \frac{F_\text{г}(T_z - T_\text{х})}{\dfrac{F_\text{г}}{F}}\alpha\eta_\text{ор} = \frac{1}{2}F_\text{г}(T_\text{г} - T_\text{х})\frac{F}{F_\text{г}}\alpha\eta_\text{ор}. \qquad (3.62)$$

Если по линии Z поверхности условно разъединить, то в процессе теплопередачи будут участвовать две поверхности теплообмена площадью F, контактирующие друг с другом идеально, без дополнительного термического сопротивления. Объем теплопередающего элемента, состоящего из двух половин, при этом не изменится. Коэффициент компактности исходного целого элемента $K_V = \dfrac{0{,}5}{a+b}$. Коэффициент компактности этого же элемента, состоящего из двух половин, с учетом удвоенной поверхности теплообмена в плоскости разъема Z, $K_V = \dfrac{1}{a+b}$. Соответственно отношение объемов исходного элемента и элемента, состоящего из двух половин, $\dfrac{V_{\text{и}}}{V_{\text{н}}} = \left(\dfrac{F_{\text{г}}}{K_{V\text{и}}}\right)\left(\dfrac{2F_{\text{г}}}{K_{V\text{н}}}\right)^{-1} = 1$, т.е. объем элемента не изменился.

Теперь разделим поверхности на два полуэлемента (рис. 3.10, *б*), между которыми в пространстве 2δ находится среда с бесконечной проводимостью. Такая схема имитирует теплообменный аппарат с контуром промежуточного теплоносителя, не имеющим термического сопротивления. Отношение объемов нового теплообменного аппарата и исходного

$$\frac{V_{\text{и}}}{V_{\text{н}}} = \frac{F_{\text{г}}}{K_{V\text{и}}}\frac{K_{V\text{н}}}{2F_{\text{г}}} = \frac{a+b}{a+b+\delta}.$$

Например, если $a = 0{,}2$ мм, $b = 12$ мм и $\delta = 2$ мм, то суммарный объем двух элементов возрастет по сравнению с исходным примерно на 16 %.

В теплообменном аппарате с контуром промежуточного теплоносителя необходимо организовать в матрице каналы для прохода жидкого промежуточного теплоносителя. Размеры этих каналов существенно меньше размеров каналов для прохода газообразного теплоносителя. Поэтому объем поверхности теплообмена теплообменного аппарата с контуром промежуточного теплоносителя может незначительно превышать объем одноконтурного теплообменника, работающего в тех же условиях. Для теплообменного аппарата, в котором теплофизические характеристики промежуточного теплоносителя близки к характеристикам основных теплоносителей, увеличение объема может оказаться существенным.

Выбор промежуточного теплоносителя. К промежуточному теплоносителю предъявляют следующие основные требования: хо-

рошее сочетание теплофизических свойств, позволяющее иметь малые термические сопротивления контура промежуточного теплоносителя; термостойкость; высокие плотность и теплоемкость; совместимость с материалом поверхности теплообмена; нетоксичность и безопасность работы; небольшая стоимость; малые затраты мощности на контур промежуточного теплоносителя; работоспособность в заданном интервале температур. В большей степени этим требованиям отвечают жидкости и жидкие металлы, получившие преимущественное распространение.

К жидким теплоносителям предъявляют дополнительные требования: температуры замерзания и, как правило, кипения не должны входить в рабочий диапазон температур; низкое давление насыщения.

Вода — один из лучших теплоносителей, но ее использование ограничено температурой 373 K, а при работе под давлением она обычно не превышает 400 ... 430 K. Для предотвращения образования накипи воду смягчают, вводят специальные присадки. Жидкие органические теплоносители (минеральные масла, глицерин, тетрахлордифенил и др.) и высококипящие органические теплоносители типа дифенильных смесей термически стойки до 580 ... 680 K.

Жидкие металлы (Na, K, Sn, Bi, Cd, Pb) и их сплавы, а также амальгамы ртути могут работать в диапазоне температур примерно 235 ... 1300 K. Так, эвтектический сплав Na + K плавится при 262 K, а кипит в нормальных условиях при 1057 K. Выбирая жидкий металл в качестве теплоносителя, особое внимание обращают на совместимость теплоносителя с материалом контура. Например, ртуть растворяет некоторые металлы, натрий оказывает коррозионное воздействие на алюминий и его сплавы, висмут разрушает алюминий и т.д.

Основы теплогидравлического расчета. Расчет теплообменных аппаратов с контуром промежуточного теплоносителя можно проводить отдельно для каждого теплообменника, при согласовании параметров (температуры теплоносителя, его расхода). Опыт проектирования теплообменных аппаратов показывает, что затраты циркуляционной мощности на контур промежуточного теплоносителя обычно не превышают 5 % затрат мощности на циркуляцию основных теплоносителей. Поэтому при вариантных расчетах эту мощность не учитывают, производя ее точный расчет лишь для выбранного варианта.

Расчет каждого теплообменника при заданных значениях потери давления основных теплоносителей не отличается от обычного расчета, изложенного выше. Некоторыми особенностями характеризуется метод расчета теплообменного аппарата при заданном значении суммарной площади поверхности теплообмена, если поставлено условие оптимизации теплообменного аппарата с целью минимизации циркуляционной мощности на перемещение основных (газообразных) теплоносителей.

Исходными данными для расчета являются: расходы основных теплоносителей $G_{\text{г}}$ и $G_{\text{х}}$, температуры теплоносителей $T_{\text{г}1}$, $T_{\text{х}1}$ на входе и $T_{\text{г}2}$, $T_{\text{х}2}$ на выходе из теплообменника, а также суммарная площадь F_{Σ} поверхности теплообмена. Основные принципы расчета рассмотрены ниже, на примере теплообменного аппарата с гладкотрубной матрицей, в котором основные теплоносители движутся внутри труб, затраты мощности на циркуляционный контур промежуточного теплоносителя пренебрежимо малы и влияние неизотермичности не принимается во внимание. Затраты циркуляционной мощности на основные теплоносители

$$N_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=2} \frac{1}{2} G_i \left(\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} + \xi_{\text{тр}} \frac{L}{d} \right) \rho_i c_i^2. \tag{3.63}$$

Рассмотрим расчет циркуляционной мощности для теплообменника горячего плеча. Пусть температуры θ_1 и θ_2 промежуточного теплоносителя известны (выбраны произвольно). Совместное решение уравнений расхода, теплопередачи, изменения теплосодержания при привлечении геометрических характеристик трубного пучка позволяет представить относительную длину канала $\overline{L}$ следующим выражением:

$$\overline{L} = \frac{L}{d} = \frac{\rho c_1 (T_{\text{г}1} - T_{\text{г}2}) c_p}{4K\overline{d}\Delta T_{\text{л}}} \tag{3.64}$$

или для газообразного теплоносителя (при условии $p_1 - \Delta p \to p_1$)

$$\overline{L} = \frac{L_1}{d_1} = \frac{c_p}{2R} \frac{T_{\text{г}1} - T_{\text{г}2}}{T_{\text{г}1} + T_{\text{г}2}} \frac{p_1}{K_1 \Delta T_{\text{л}}} \frac{c_1}{\overline{d}}, \tag{3.65}$$

где $\overline{d}$ — отношение наружного диаметра трубы к внутреннему; p_1 — давление теплоносителя на входе в теплообменный аппарат; $\Delta T_{\text{л}}$ — среднелогарифмический температурный напор для известных температур $T_{\text{г}1}$, $T_{\text{г}2}$, θ_1, θ_2.

Термическим сопротивлением по стороне промежуточного теплоносителя ввиду его относительной малости можно пренебречь. Поэтому коэффициент теплопередачи можно представить зависимым только от коэффициента теплоотдачи по стороне основного теплоносителя (режим турбулентный)

$$K_1 \approx \alpha_1 \approx \beta_1 c_1^{0,8}. \tag{3.66}$$

С учетом уравнений (3.65) и (3.66) затраты циркуляционной мощности для первого теплоносителя

$$N_1 = \frac{1}{2}\left[\xi_{\text{вх}1} + \xi_{\text{вых}1} + 0{,}133\mu_1^{0,25} c_{p1}\left(\frac{p_1}{R_1}\right)^{0,75} \times \right.$$
$$\left. \times \frac{(T_{\text{г}1} - T_{\text{г}2}) d_1^{-0,25}}{(T_{\text{г}1} + T_{\text{г}2})^{0,75}\overline{d}} \frac{c_1^{-0,05}}{\Delta T_1 \beta_1}\right] G_1 c_1^2.$$

Для второго теплообменника затраты циркуляционной мощности опишутся структурно таким же выражением:

$$N_2 = \frac{1}{2}\left[\xi_{\text{вх}2} + \xi_{\text{вых}2} + 0{,}133\mu_2^{0,25} c_{p2}\left(\frac{p_2}{R_2}\right)^{0,75} \times \right.$$
$$\left. \times \frac{T_{\text{х}2} - T_{\text{х}1}}{(T_{\text{х}1} + T_{\text{х}2})^{0,75}} \frac{c_2^{-0,05}}{\Delta T_2 \beta_2}\right] G_2 c_2^2.$$

Суммарная площадь поверхности теплообмена теплообменного аппарата составляется из двух площадей поверхностей теплообмена, передающих заданный тепловой поток Q, и для турбулентного режима течения определится зависимостью

$$F_\Sigma = Q\frac{c_1^{0,8}\beta_1 \Delta T_1 + c_2^{0,8}\beta_2 \Delta T_2}{\beta_1 \beta_2 \Delta T_1 \Delta T_2 c_1^{0,8} c_2^{0,8}}, \tag{3.67}$$

откуда

$$c_2 = \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\frac{1}{\beta_2}\right)^{1,25}\left(D c_1^{0,8} - \frac{1}{\beta_1}\right)^{-1,25} c_1,$$

где $D = F_\Sigma \dfrac{\Delta T_1}{Q}$.

Следовательно, суммарные затраты мощности на циркуляцию теплоносителей можно представить зависящими от скорости одно-

го теплоносителя при фиксированных значениях F_Σ, θ_1 и θ_2. Таким образом, зависимость циркуляционной мощности от характерной скорости теплоносителя следующая:

$$N_\Sigma = f(F_\Sigma, \theta_1, \theta_2, c_1). \tag{3.68}$$

Ее можно считать энергетической характеристикой теплообменного аппарата. Так как N_Σ является суммой двух составляющих (первая из которых с увеличением скорости c_1 возрастает, а вторая уменьшается), энергетическая характеристика при некотором значении скорости имеет минимум. Значение оптимальной скорости $c_{1\,\text{опт}}$ можно найти, исследуя на экстремум выражение (3.67): $\dfrac{\partial N_\Sigma}{\partial c_1} = 0$. Однако в связи со сложной алгебраической формой получаемого в результате дифференцирования выражения определить $c_{1\,\text{опт}}$ в явном виде аналитически не удается. Поэтому менее трудоемким является метод, основанный на построении характеристики $N_\Sigma = f(c_1)$ в широком диапазоне скорости c_1 и последующем отыскании минимума на графике. Целесообразно также вынести на график геометрические размеры теплообменника, что позволит проследить за их изменением в окрестности минимума энергетической характеристики. На рис. 3.11 приведена серия энергетических характеристик теплообменного аппарата, обе матрицы которого гладкотрубные.

Расчет энергетических характеристик проведен при фиксированной температуре θ_1 и разных значениях температуры θ_2. При изменении θ_2 в диапазоне 337...352 К оптимальная скорость $c_\text{опт}$ изменяется от 16 до 21 м/с. При θ_2 = 347 К достигается минимальное значение энергетической характеристики (минимум показан пунктирной кривой). Однако этот минимум носит частный характер, по скольку он получен при произвольно выбранном значении температуры θ_1. Поэтому нужно построить

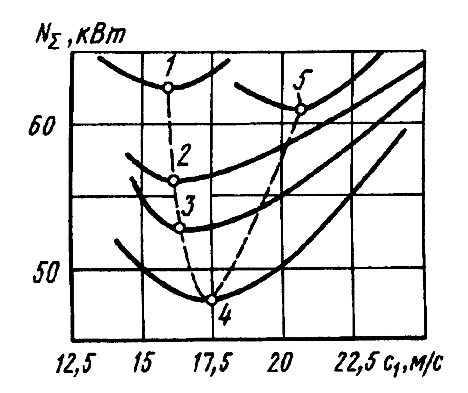


Рис. 3.11. Расчетные характеристики теплообменного аппарата с контуром промежуточного теплоносителя: *1* – θ_1 = 337 К; *2* – θ_2 = 332 К; *3* – θ_2 = 342 К; *4* – θ_2 = 347 К; *5* – θ_2 = 352 К

такие же обобщающие (проходящие через точки локальных минимумов) характеристики для других значений температуры θ_1 и среди них выбрать характеристику с минимальным значением циркуляционной мощности, т.е. определить абсолютный минимум энергетической характеристики теплообменного аппарата с контуром промежуточного теплоносителя при фиксированном значении суммарной площади поверхности теплообмена и заданных значениях температур основных теплоносителей. Температуры промежуточного теплоносителя и скорости теплоносителей, отвечающие условию абсолютного минимума энергетической характеристики, являются оптимальными.

Затем проводится детальный контрольный расчет оптимального варианта теплообменного аппарата с учетом всех, не принятых ранее во внимание термических сопротивлений, затрат циркуляционной мощности на промежуточный теплоноситель, геометрических размеров и окончательно выбирается лучший проектный вариант.

3.1.7. Теплообменные устройства на основе термосифонов и тепловой трубы

Термосифоны и тепловые трубы нашли широкое распространение в теплообменных устройствах различного назначения — от систем передачи тепловой энергии до различного рода охлаждающих устройств. Их отличительной особенностью являются разделение в пространстве зон подвода и отвода теплоты, а также способ переноса теплоты с помощью промежуточной среды — рабочего тела термосифонов и тепловой трубы. Таким образом, термосифон и тепловая труба могут рассматриваться как теплообменный аппарат с контуром промежуточного теплоносителя, в котором происходит самоциркуляция промежуточного теплоносителя. На рис. 3.12 представлены принципиальные схемы термосифонов и тепловой трубы. В открытом термосифоне (рис. 3.12, *а*) зона подвода теплоты находится ниже зоны ее отвода. Тупиковый канал термосифона имеет открытый выход в расположенный вверху резервуар и заполнен той же жидкостью, что находится в резервуаре. При подводе теплоты плотность жидкости у стенки канала термосифона оказывается ниже плотности холодной жидкости в центре канала, что в поле действия гравитационного ускорения (или центростремительного при вращении объекта) приводит к возникновению естественной конвекции жидкости в канале. Переносимый конвективным движением тепловой поток отводится от резервуара протекающей через него жидкостью или любым другим способом.

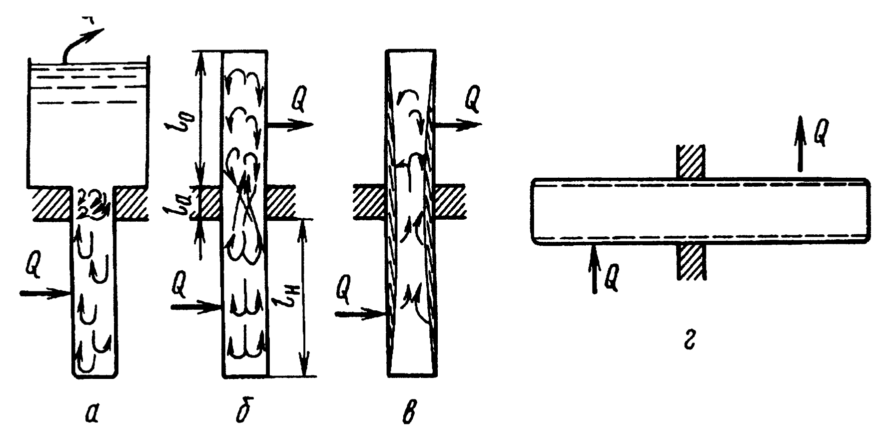


Рис. 3.12. Принципиальные схемы термосифонов и тепловой трубы: *а* – **открытый термосифон;** *б* – **закрытый термосифон;** *в* – **испарительный термосифон;** *г* – **тепловая труба**

Закрытый термосифон (рис. 3.12, *б*) представляет собой замкнутый канал, заполненный жидким теплоносителем. Как и в открытом термосифоне, зона подвода теплоты в закрытом термосифоне расположена ниже зоны ее отвода, действует тот же механизм возникновения естественной конвекции. Отличие закрытого термосифона от открытого заключается в том, что канал замкнут и потому может быть заполнен любым жидким теплоносителем, включая жидкий металл.

Испарительный термосифон (рис. 3.12, *в*) отличается от закрытого термосифона механизмом переноса теплоты из зоны подвода (испарительной части термосифона) в зону отвода теплоты (конденсационную часть термосифона). В зоне подвода теплоноситель испаряется, и поток пара по центру канала поднимается в зону отвода теплоты. Пар конденсируется на стенке термосифона и стекает вниз, в зону испарения. Масса теплоносителя в канале должна быть достаточной, чтобы жидкая фракция увлажняла всю стенку канала.

Открытый, закрытый и испарительный термосифоны являются гравитационными устройствами, так как только в условиях гравитации при соответствующем расположении зон подвода и отвода теплоты возможна естественная циркуляция теплоносителя.

Тепловая труба (рис. 3.12, *г*) отличается от испарительного термосифона наличием капиллярно-пористого фитиля на стенке, разность капиллярного давления в котором обеспечивает переход жидкой фазы теплоносителя из зоны конденсации в зону испарения. Тепловая труба эффективно передает тепловой поток при любой ее ориентации относительно направления действия гравитационных сил, а также в состоянии невесомости.

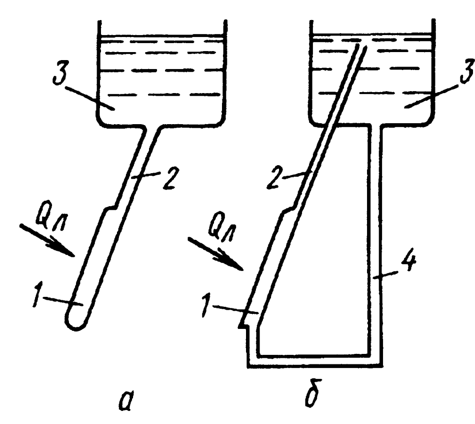


Рис. 3.13. Схема использования открытых термосифонов в солнечных нагревателях воды:
а – однотрубный термосифон; *б* – двухтрубный термосифон; *1* – солнечная панель; *2* – подъемная труба; *3* – резервуар; *4* – опускная труба

Простейшим примером применения открытого термосифона является солнечный водонагреватель (рис. 3.13, *а*), использующий поток $Q_л$ лучистой энергии. Нагреваемая часть термосифона — солнечная панель *1* — соединена теплоизолированной подъемной трубой *2* с расходным резервуаром *3*. Более эффективной является двухтрубная схема (рис. 3.13, *б*), в которой поток нагретой жидкости по трубе *2* поднимается вверх, а поток холодной жидкости по опускной трубе *4* перемещается вниз. Скорость циркуляции жидкости в термосифоне зависит от разности нивелирования высот солнечной панели и резервуара, а также от разности плотностей холодной и нагретой воды.

На рис. 3.14 приведена принципиальная схема установки, использующей температурный потенциал поверхностных слоев земли. Известно, что на глубине более 5...6 м в течение всего года температура остается практически неизменной. Например, в Алтайском регионе даже при температуре воздуха −40 °С она близка к +3 °С. В зимнее время теплоту земли можно использовать в качестве источника низкопотенциальной теплоты для теплового насоса системы отопления, а летом — в качестве высокопотенциального источника системы кондиционирования воздуха в помещении. Устройством, с помощью которого зимой можно экстрактировать теплоту из земли, а летом отводить теплоту в землю, является тепловая труба *1*. В зависимости от схемы включения тепловой трубы в контур парокомпрессорной установки последняя превращается в тепловой насос или кондиционер. При применении закрытого или испарительного термосифонов вместо тепловой трубы установка может работать только в режиме теплового насоса. Перенос зоны подвода теплоты в верхнюю часть гравитационных термосифонов не приведет к

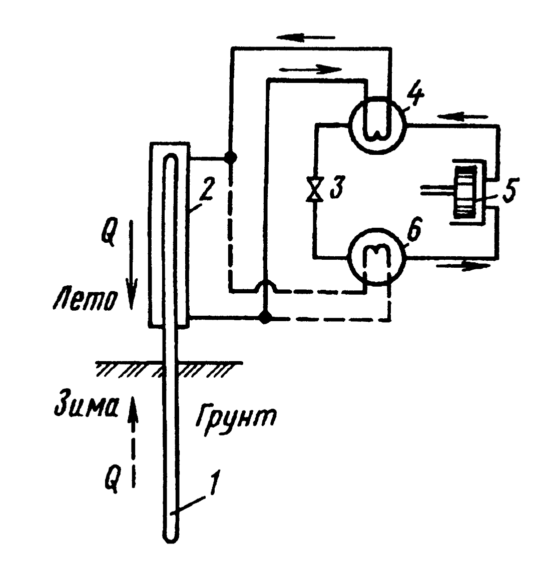


Рис. 3.14. Принципиальная схема комбинированной установки “тепловой насос-кондиционер”, использующей температурный потенциал поверхностных слоев земли:

1 – участок тепловой трубы, взаимодействующий с грунтом; *2* – участок тепловой трубы, взаимодействующий с теплоносителем промежуточного контура; *3* – дроссель; *4* – конденсатор; *5* – компрессор; *6* – испаритель

возникновению естественной конвекции — термосифон работать не будет.

Любой тип термосифона или тепловую трубу можно использовать в виде индивидуальных теплопередающих устройств. Тепловую трубу, закрытый и испарительный термосифоны можно компоновать в многотрубный теплообменный аппарат. И в первом, и во втором случаях тепловая труба и термосифоны представляют собой теплопередающий элемент, переносящий тепловой поток из зоны подвода в зону отвода теплоты и характеризуемый определенным термическим сопротивлением. Термическим сопротивлением термосифона и тепловой трубы называют отношение перепада температур между нагреваемой и охлаждаемой стенками зоны подвода и зоны отвода теплоты к передаваемому тепловому потоку. Главными достоинствами таких устройств являются практически ничтожное значение термического сопротивления, простота и надежность конструкции. Рассмотрим более подробно процессы, протекающие в замкнутом объеме полости закрытого термосифона и тепловой трубы.

Тепловые характеристики термосифонов. Простейшим вариантом закрытого термосифона является термосифон с каналом постоянного диаметра (см. рис. 3.12, *б*). Тепловой поток подводится и отводится через боковую стенку канала термосифона. Зона подвода теплоты (длина $l_н$) отделена от зоны отвода (длина l_0) промежуточной адиабатной зоной (длина $l_а$), через канал которой осуществляется продольный перенос теплового потока (часто называемый торцевой теплопередачей). В зонах подвода и отвода теплоты за счет есте-

ственной конвекции генерируются циркуляционные течения жидкости; при этом направления циркуляционных токов в зонах подвода и отвода имеют разнонаправленный характер. Адиабатная зона представляет собой как бы буферную зону, энергетически сопрягающую эти два циркуляционных контура. Теоретические расчеты и многочисленные эксперименты показывают, что температура жидкости на оси канала остается неизменной вдоль всей зоны подвода и зоны отвода теплоты, а на длине адиабатной зоны происходит резкое монотонное изменение температуры. Фактически основное термическое сопротивление термосифона приходится на адиабатную зону.

Существуют различные гипотезы поведения жидкости в адиабатной зоне — от полного перемешивания, взаимного пересечения струй до полного разделения течения на восходящий и нисходящий потоки, между которыми на размытой поверхности разделения происходят тепловое и гидродинамическое взаимодействия. Так, опыты, в которых для разделения потоков горячего и холодного теплоносителей адиабатная зона была оборудована специально сконструированной вставкой, позволяющей разделять потоки, получено хотя и небольшое, но устойчивое снижение термического сопротивления этой зоны. Опыты с визуализацией потока теплоносителя, в которых ориентация канала адиабатной зоны по отношению к направлению действия гравитационного ускорения изменялась, подтверждают возможность существования любого из упомянутых выше типов течения. При строго вертикальной ориентации наблюдалось неупорядоченное, хаотическое движение частиц, сохраняющееся и при отклонении канала от вертикального положения. Однако при достижении некоторого угла наклона внезапно происходит как бы "вскипание" теплоносителя по всему объему канала и мгновенное перестроение хаотического в упорядоченное движение в пределах восходящего и нисходящего потоков теплоносителя. При этом наблюдается практически скачкообразное уменьшение термического сопротивления канала адиабатной зоны. Можно даже выявить угол наклона, при котором термическое сопротивление оказывалось минимальным. Позднее подобные явления наблюдались другими исследователями. При уменьшении длины адиабатной зоны до полной ее ликвидации термическое сопротивление монотонно уменьшается до некоторого минимального значения, но не обращается в нуль. Это вызвано тем, что перестроение циркуляционного течения при переходе от зоны подвода к зоне отвода теплоты все равно происходит, но зона перестроения занимает начальные участки каналов в месте их соединения.

В общем случае конфигурация канала термосифона может быть переменной и включать участки со скачкообразным изменением поперечного сечения канала. С позиций гидродинамики такой канал характеризуется наличием местных гидравлических сопротивлений, вызывающих перестроение эпюры скорости в потоке. Так как явления теплопереноса в термосифоне непосредственно связаны с характером течения теплоносителя, местные гидравлические сопротивления вызывают адекватные изменения термического сопротивления канала термосифона. Экспериментами на неподвижных и вращаемых моделях (а также натурными испытаниями лопаток газовой турбины с термосифонной системой охлаждения) надежно подтверждается эпюра температуры, представленная на рис. 3.15. На стыке участков эпюра носит сглаженный характер, что объясняется неразрывностью процессов гидродинамики и теплообмена в канале, а также передачей некоторой небольшой доли теплового потока теплопроводностью вдоль стенки канала. Сглаженную эпюру температуры можно заменить условной кусочно-ломаной эпюрой, отражающей термическое сопротивление каждого структурного участка канала. На представленной эпюре это участки перестройки потока на входе в охлаждаемый канал термосифона и на выходе из обогреваемого канала, участки изменения сечения канала, а также два участка с торцевой теплопередачей. Кроме того, следует учесть падение температуры между стенкой канала и ядром потока теплоносителя на участках подвода и отвода теплоты. (Заметим, что последняя составляющая обычно вносит лишь небольшую долю в общее термическое сопротивление термосифона.)

На участках подвода или отвода теплоты через боковую стенку канала термосифона теплообмен описывается критериальным уравнением Романова

$$\mathrm{Nu}_l = \frac{0{,}676}{\varepsilon}(\mathrm{Gr}_l\mathrm{Pr})^{0{,}25} \tag{3.69}$$

при $\mathrm{Gr}_l\mathrm{Pr} \le 10^9$; $\dfrac{l}{d} \le \dfrac{0{,}1275}{\varepsilon}(\mathrm{Gr}_l\mathrm{Pr})^{0{,}25}$; $\mathrm{Pr} = 1$, $\varepsilon = 1{,}3$; $\mathrm{Pr} = 5$, $\varepsilon = 1{,}1$; $\mathrm{Pr} = 10$, $\varepsilon = 1{,}0$;

$$\mathrm{Nu}_l = 0{,}0192(\mathrm{Gr}_l\mathrm{Pr})^{2/5} \tag{3.70}$$

при $\mathrm{Gr}_l\mathrm{Pr} \ge 10^9$; $\dfrac{l}{d} \le 1{,}5(\mathrm{Gr}_l\mathrm{Pr})^{0{,}1}$.

Вводя в критерий Нуссельта коэффициент теплоотдачи, выраженный через тепловой поток q и разность температур между стен-

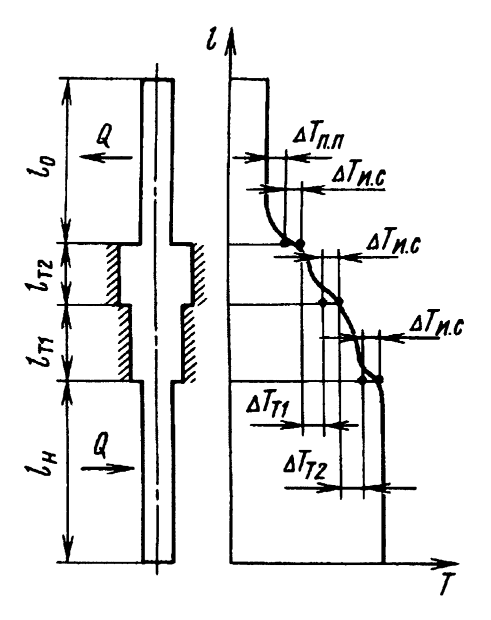


Рис. 3.15. Эпюра температуры теплоносителя вдоль канала закрытого термосифона:
$\Delta T_{п.п}$, $\Delta T_{и.с}$, $\Delta T_т$, ΔT_{T1}, ΔT_{T2} – изменение температуры на участках перестройки потока, изменения сечения, торцевой теплопередачи соответственно; $l_н$ – длина участка подвода теплоты; l_0 – длина участка отвода теплоты; l_{T_1} и l_{T_2} – длины участков адиабатной зоны с торцевой теплопередачей

кой канала и ядром потока жидкости $\Delta T_б$, уравнение (3.70) можно представить в удобной для использования форме

$$\Delta T_б = \left[\frac{q}{0{,}0192\lambda^{0{,}6} l \left(\frac{g\rho c_p \beta}{\nu}\right)^{0{,}4}}\right]^{0{,}715}. \qquad (3.71)$$

Для других участков термосифона закономерности процесса теплопереноса также можно выразить через перепады температур на границах участков [23]:

участок перестройки потока —

$$\Delta T_{п.п} = \left[\frac{0{,}11Q\left(\frac{l}{d}\right)^{1{,}5} \mathrm{Pr}^{0{,}068}}{\lambda d E \mathrm{Pr}\left(\frac{g\beta d^3}{\nu^2}\right)^{0{,}5}}\right]^{0{,}667}; \qquad (3.72)$$

участок изменения сечения —

$$\Delta T_{и.с} = \left[\frac{Q}{\lambda d \psi \mathrm{Pr}\left(\frac{g\beta d^3}{\nu^2}\right)^{0{,}5}}\right]^{0{,}667}; \qquad (3.73)$$

участок торцевой теплопередачи —

$$\Delta T_{\text{т}} = \left[\frac{Q\left[\left(\frac{l_{\text{т}}}{d}\right)B\right]^{1,5}\varphi^4}{0{,}0752\lambda d \text{Pr}\left(\frac{g\beta d^3}{\nu^2}\right)^{0,5}} \right]^{0,667}. \qquad (3.74)$$

В формуле (3.71) температурный коэффициент объемного расширения среды β, а также теплофизические параметры λ, c_p, ν принимаются по температуре стенки; в формулах (3.72), (3.73) — по локальной, а в формуле (3.74) — по средней температуре жидкости. Использованы следующие обозначения: Q — тепловой поток, передаваемый термосифоном; q — удельный тепловой поток на стенке обогреваемой или охлаждаемой части канала; $l_{\text{т}}$ — длина участка с торцевой теплопередачей; D, d — диаметры большего и меньшего каналов на участке изменения сечения канала.

Константы определены экспериментально. Вертикальный канал: $\varphi = 0{,}327$, $B = 1{,}0$, $E = 1{,}0$ — для воды; $\varphi = 0{,}327$, $B = 1{,}24$, $E = 1$ — для жидкого натрия. Горизонтальный канал: $\varphi = 0{,}0843$, $B = 1{,}0$, $E = 58{,}5$ — для воды; $\varphi = 0{,}0843$, $B = 4{,}6$, $E = 8{,}25$ — для жидкого натрия. Зависимость экспериментальной константы ψ от $(d/D)^2$ представлена в следующем виде:

$\left(\frac{d}{D}\right)^2$ ...	0,067	0,136	0,263	0,460	1,00
ψ	0,315	0,315	0,350	0,440	1,00

В испарительном термосифоне стенки канала покрыты пленкой жидкости, стекающей под воздействием сил тяготения. В зоне подвода теплоты пленка испаряется, пар вытесняется в зону отвода теплоты, где происходит его конденсация и восстановление пленки. Таким образом, осуществляется раздельное движение жидкой пленки в одном направлении и встречное движение пара в обратном направлении. Как свидетельствуют многочисленные эксперименты разных исследователей, температура парового потока остается практически неизменной вдоль всей длины канала термосифона и равной температуре насыщения, а термическое сопротивление испарительного термосифона определяется в основном падением температуры при передаче теплоты через пленку жидкого теплоносителя в зонах ее испарения и конденсации. Испарительный термосифон характеризуется существенно меньшим термическим сопротивлением по сравнению с жидкостным термосифоном.

Однако испарительный термосифон эффективно работает в диапазоне тепловых режимов, когда количества теплоносителя в канале достаточно для образования пленки жидкости на всей длине канала. При недостаточном количестве происходит "осушение" части обогреваемой поверхности, ее последующий перегрев и даже прогар.

На основании анализа процесса теплообмена в стекающей пленке жидкости, взаимодействующей со встречным потоком пара, и экспериментов на неподвижных (гравитационных) и вращаемых моделях с различными теплоносителями может быть предложена единая расчетная зависимость, удовлетворительно обобщающая процесс теплообмена на испарительной и конденсационной частях канала:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}67(\mathrm{Ar\,Pr\,Ku})^{0{,}25} C_{\text{ф}} \tag{3.75}$$

при

$$(\mathrm{Ar\,Pr}^{-3}\mathrm{Ku}^{-3})^{0{,}25} \le \frac{400}{0{,}67 C_{\text{ф}}}; \quad l \le l_{\text{пр}} = 0{,}25 d\chi(\mathrm{Ar\,Pr\,Ku})^{0{,}25},$$

где $\mathrm{Ku} = \dfrac{R_{\text{ф}}}{c_p \Delta T}$ — критерий фазового перехода; $R_{\text{ф}}$ – теплота фазового перехода. Значения $C_{\text{ф}}$ приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2. **Значения экспериментальных констант χ и $C_{\text{ф}}$**

$T/T_{\text{кр}}$	χ	Значения $C_{\text{ф}}$ при $l/l_{\text{пр}}$					
		0,05	0,10	0,20	0,40	0,50	0,80
0,3	0,1	1,078	1,07	0,968	0,836	0,784	0,726
0,6	0,2	1,175	1,18	1,127	1,015	0,908	0,857
0,735	0,26	1,175	1,31	1,304	1,215	1,136	1,055
0,9	0,36	1,175	1,475	1,466	1,318	1,299	1,216

Тепловые трубы. Характер процессов, происходящих в тепловой трубе, поясняет рис. 3.16. В зоне конденсации жидкая фаза теплоносителя пропитывает капиллярно-пористую структуру фитиля, уложенного по стенке канала тепловой трубы. За счет действия капиллярных сил жидкость по транспортной зоне перетекает к зоне подвода теплоты, где она испаряется с поверхности фитиля. При постоянном удельном тепловом потоке в зонах подвода и отвода теплоты эпюра массового расхода жидкости через фитиль носит линейный

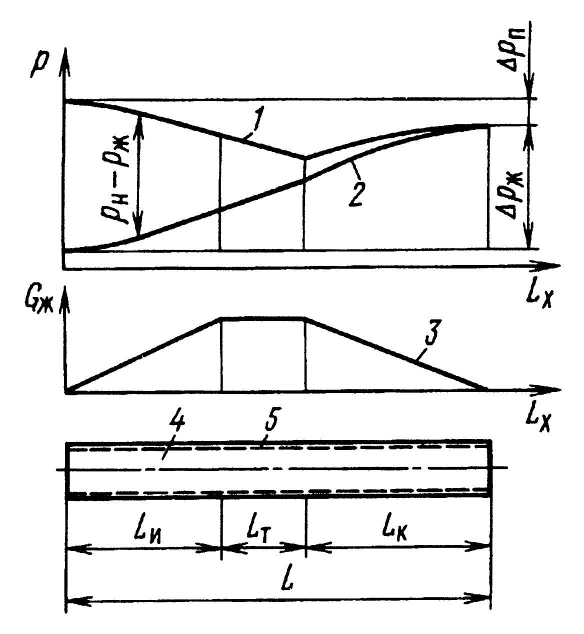


Рис. 3.16. Расчетная схема тепловой трубы:
1 – давление пара $p_п$; *2* – давление жидкости $p_ж$; *3* – массовый расход жидкости $G_ж$ через фитиль; *5* – фитиль

характер. Капиллярное давление и давление пара изменяются вдоль длины тепловой трубы. В любом сечении тепловой трубы разность статических давлений на границе раздела жидкой и паровой фазы должна уравновешиваться локальной разностью давлений в капиллярах. Максимальная разность давлений возникает в конце зоны испарения, где вся жидкость покидает фитиль. Работа тепловой трубы возможна при условии, когда суммарные потери давления в тракте пара и жидкости оказываются равными или меньшими движущих сил (капиллярных и гравитационно-массовых):

$$\Delta p_п + \Delta p_ж \le 2\sigma \frac{\cos\omega}{r_0} + g\rho_ж L \sin\gamma, \qquad (3.76)$$

где $\Delta p_п$ — гидравлическое сопротивление парового потока; $\Delta p_ж$ — гидравлическое сопротивление по тракту жидкости; σ — коэффициент поверхностного натяжения; ω — краевой угол смачивания; r_0 — радиус поры капилляра; L — полная длина тепловой трубы; γ — угол наклона оси тепловой трубы к горизонту (для вертикально ориентированного канала с нагреваемой частью внизу $\gamma = 90°$).

При стационарном процессе теплопередачи, постоянном удельном тепловом потоке на стенках активных зон тепловой трубы, ламинарных потоках жидкости и пара суммарное сопротивление фитиля и парового канала можно представить следующим выражением [18]:

$$\Delta p_{ж} + \Delta p_{п} = \frac{(L + L_{т})Q}{R_{ф}}\left(\frac{\mu_{ж}}{2\rho_{ж} K_{кс} f_{ф}} + \frac{16\mu_{п}}{\rho_{п} d_{п}^2 f_{п}}\right), \tag{3.77}$$

где $L_{т}$ — длина транспортной зоны; Q — передаваемый тепловой поток; $R_{ф}$ — теплота фазового перехода; $f_{ф}$ — поперечное сечение фитиля; $K_{кс}$ — капиллярная проницаемость капиллярно-пористой структуры фитиля; $f_{п}$ — поперечное сечение парового канала; $d_{п}$ — диаметр парового канала.

Совместное решение уравнений (3.76) и (3.77) позволяет определить максимальный тепловой поток, передаваемый тепловой трубой,

$$Q = \frac{2\dfrac{\sigma}{r_0} + g\rho_{ж} L \sin\gamma}{\dfrac{L + L_{т}}{R_{ф}}\left(\dfrac{\mu_{ж}}{2\rho_{ж} K_{кс} f_{ж}} + 16\dfrac{\mu_{п}}{\rho_{п} d_{п}^2 f_{п}}\right)}. \tag{3.78}$$

Для анализа полученного выражения рассмотрим частный случай — $\gamma = 0$; $\Delta p_{ж} > \Delta p_{п}$

$$Q_{к} = 2\left[\frac{f_{ф} K_{кс}}{(L + L_{т})r_0}\right]\left[\frac{\sigma R_{ф} \rho_{ж}}{\mu_{ж}}\right] = 2\Phi_{г}\Phi_{т}. \tag{3.79}$$

Первый сомножитель $\Phi_{г}$ этого выражения отражает геометрические характеристики тепловой трубы, а второй $\Phi_{т}$ характеризует теплофизические свойства теплоносителя. Значит, на изменение предельного теплового потока можно повлиять как выбором геометрических размеров тепловой трубы и структуры фитиля, так и выбором теплоносителя. Зависимость (3.78) характеризует лишь теплопередающую способность, ограниченную капиллярными свойствами тепловой трубы, а следовательно, капиллярное ограничение теплового потока. Существуют также ограничения теплового потока, связанные с другими физическими процессами, протекающими в тепловой трубе.

1. Ограничение по скорости пара (по звуковому пределу). При достижении местной звуковой скорости происходит “запирание” канала. Максимальный по условию запирания тепловой поток определяют приближенной зависимостью

$$Q_{зв} = f_п \rho_п R_ф \left(\frac{\kappa R T_п}{2(\kappa + 1)} \right)^{0,5}, \tag{3.80}$$

где κ — показатель адиабаты; R — газовая постоянная.

Обычно эффект запирания может возникнуть при запуске тепловой трубы из холодного состояния.

2. Ограничение по уносу капель жидкости с поверхности фитиля. Наиболее вероятен срыв капель в транспортной зоне, где скорость пара достигает максимального значения. Максимальный тепловой поток по условию срыва определяют зависимостью

$$Q_у = f_п R_ф \left(\frac{\sigma \rho_п}{2 r_0} \right)^{0,5}. \tag{3.81}$$

3. Ограничение по условию кризиса кипения жидкости в испарительной зоне. Предельный тепловой поток $Q_{кр}$ характеризуется закипанием жидкости внутри пористой структуры фитиля и зарождением пузырьков пара на границе между стенкой тепловой трубы и фитилем

$$Q_{кр} = \frac{2\pi L_и \lambda_{эф} T_п}{R_ф \rho_п \ln \dfrac{d_п}{d}} \left(\frac{2\sigma}{r_{кр}} \right), \tag{3.82}$$

где $\lambda_{эф}$ — эффективная теплопроводность фитиля; $d_п$ — диаметр парового канала; $r_{кр}$ — критический радиус зародыша пузырька пара (например, для капиллярно-пористых фитилей $r_{кр} = 2{,}5 \cdot 10^{-7}$ м); d — внутренний диаметр тепловой трубы.

На рис. 3.17 показано влияние ограничений на область рабочих режимов тепловой трубы. Обычно расчетный режим выбирают в области максимальной производительности, что соответствует определенному интервалу рабочей температуры теплоносителя. При несоответствии требуемого значения теплового потока и интервала температур переходят на другой теплоноситель.

Капиллярная структура тепловой трубы — фитиль. Первоначально использовался только вставной фитиль из материала типа ткани, стекловолокна, металлических и неметаллических пористых

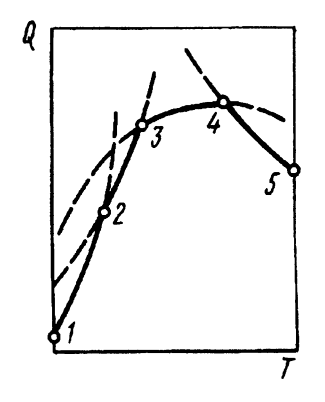


Рис. 3.17. Влияние ограничивающих факторов на область рабочих режимов тепловой трубы:

1–2 – по звуковому пределу; *2–3* – по уносу капель с поверхности фитиля; *3–4* – по капиллярным эффектам; *4–5* – по вскипанию жидкости в пористой структуре фитиля

структур. Позднее получили развитие конструкции, в которых капиллярная структура выполняется в виде канавок различной конфигурации на стенке тепловой трубы, часто покрываемых сверху проницаемым экраном для предотвращения срыва капель жидкости с фитиля. При вставном фитиле важно обеспечить хороший тепловой контакт фитиля со стенкой трубы.

Фитиль характеризуют коэффициентом капиллярной проницаемости пористого материала $K_{\text{кс}}$, минимальным радиусом поры r_0, а также эффективной теплопроводностью $\lambda_{\text{эф}}$. Капиллярная проницаемость насыщенного жидкостью фитиля зависит от структуры капиллярно-пористого материала, размера волокон, пористости и обычно определяется экспериментально. В расчетной практике для определения проницаемости используют эмпирические зависимости. Так, для определения проницаемости капиллярной структуры на основе многослойной сетки в литературе рекомендуют зависимость

$$K_{\text{кс}} = \frac{d_{\text{в}}^2 \eta_{\text{п}}^3}{122(1-\eta_{\text{п}})^2}. \qquad (3.83)$$

Эффективная теплопроводность (часто называемая эквивалентной теплопроводностью) имитирует процесс теплопередачи через фитиль, как через гомогенную теплопроводную стенку. Для фитиля из многослойной металлической сетки эффективная теплопроводность определяется выражением

$$\lambda_{\text{эф}} = \frac{\lambda_{\text{ж}}[\lambda_{\text{ж}} + \lambda_{\text{к}} - (1-\eta_{\text{п}})(\lambda_{\text{ж}} - \lambda_{\text{к}})]}{\lambda_{\text{ж}} + \lambda_{\text{к}} + (1-\eta_{\text{п}})(\lambda_{\text{ж}} - \lambda_{\text{к}})}. \qquad (3.84)$$

В зависимостях (3.83), (3.84) $d_{\text{в}}$ — диаметр исходной проволоки, $\eta_{\text{п}}$ — пористость фитиля, $\lambda_{\text{к}}$ — теплопроводность каркаса фитиля.

При выборе материала фитиля проверяют его совместимость с теплоносителем.

Теплоноситель. Требования к теплоносителю: высокий коэффициент поверхностного натяжения σ; хорошая смачиваемость поверхности; низкая вязкость μ, высокие теплопроводность $\lambda_{ж}$, теплота фазового перехода $R_{ф}$, плотность $\rho_{ж}$; совместимость с материалом трубы и фитиля; соответствие рабочему диапазону температур тепловой трубы; химическая стабильность.

Сведения о наиболее употребляемых теплоносителях для тепловых труб и их совместимости с материалами трубы и фитиля приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3. **Характеристики теплоносителей**

Теплоноситель	Температура насыщения T_s при $p = 10^5$ Па	Рабочий диапазон температур, К	$\Phi_{т} \cdot 10^{-10}$, Вт/м^2	Рекомендуемые материалы
Аммиак	240	203–323	10	Коррозионно-стойкая сталь, никель, алюминий
Вода	373	300–500	50	Коррозионно-стойкая сталь
Ртуть	629	500–750	200	То же
Цезий	943	550–1000	20,5	Титан
Калий	1033	650–1100	50	Коррозионно-стойкая сталь
Натрий	1153	750–1200	200	То же
Литий	1603	1150–1770	800	Тантал, сплав TZM

Внутреннее термическое сопротивление тепловой трубы включает термические сопротивления фитиля в зоне конденсации и в зоне испарения, фазового перехода в зоне испарения и конденсации, а также парового канала термосифона. Термическое сопротивление фазового перехода существенно меньше термического сопротивления фитиля и обычно отдельно не учитывается, тем более что при экспериментальных исследованиях тепловой трубы выделить термическое сопротивление фазового перехода в отдельную составляющую довольно трудно.

Термическое сопротивление фитиля с эффективной теплопроводностью $\lambda_{эф}$ определяется обычной зависимостью для цилиндрической или плоской стенок (если кривизной тонкостенного фитиля можно пренебречь).

При движении пара из зоны испарения в зону конденсации в канале тепловой трубы происходит изменение давления пара, вызванное потерями давления на преодоление трения (а также изменением массового расхода, что отдельно не учитывают). Основное изменение давления пара происходит на длине транспортной (адиабатической) зоны, тогда как в зоне испарения и конденсации давление можно считать практически неизменным. Давление в зоне испарения оказывается выше — перепад давления между зонами отражает второе слагаемое в скобках выражения (3.77). В соответствии с разностью давлений существует разность температур насыщения, что и рассматривается в данном случае как проявление термического сопротивления при переносе теплового потока через паровой канал тепловой трубы. Аналогичное явление имеет место и в канале испарительного термосифона. Практически изменение температуры вдоль канала тепловой трубы, как и в канале испарительного термосифона, ничтожно мало́ и при расчетах может не учитываться.

Таким образом, суммарное внутреннее термическое сопротивление тепловой трубы фактически слагается из термического сопротивления фитиля в зонах испарения и конденсации.

Особенности расчета теплообменного аппарата с поверхностью теплообмена из тепловых труб или термосифонов. Термосифон или тепловая труба рассматриваются как теплопередающий элемент, через который происходит передача тепловой энергии от тракта горячего теплоносителя к тракту холодного теплоносителя. Теплообмен на внешней поверхности теплопередающего элемента происходит за счет конвекции, излучения или их комбинированного воздействия на поверхность теплообмена.

Термическое сопротивление теплообменного аппарата состоит из термических сопротивлений на внешних поверхностях теплообмена и теплопередающей стенки, а также из внутреннего термического сопротивления термосифона или тепловой трубы. Условия внешнего теплообмена чаще всего задаются граничными условиями третьего рода. Задаются также гидродинамические характеристики теплообменного аппарата, например, допустимым уровнем потери давления внешних теплоносителей. Так как термические характеристики термосифонов рассмотрены выше, отбратимся к рассмотрению теплообменника с тепловыми трубами.

Расчет теплообменника сводится к сопряженному расчету двух трубных секций с одинаковыми компоновкой и числом труб в трубном пучке; при этом принимается во внимание термическое сопротивление тепловой трубы. Предварительно необходимо оценить уровень рабочей температуры тепловой трубы. При прямоточной схеме движения теплоносителей через теплообменный аппарат рабочие температуры всех тепловых труб в трубном пучке будут примерно одинаковыми, а при противоточной схеме — существенно отличаться. В последнем случае потребуется создание трубного пучка из отдельных групп тепловых труб с разными тепловыми характеристиками в соответствии с рабочей температурой, но внешние геометрические размеры всех труб в трубном пучке сохраняют одинаковыми.

Коэффициент теплопередачи, например, через неоребренную тепловую трубу постоянного цилиндрического сечения, отнесенный к единице длины испарительной зоны, можно представить выражением

$$K_{\text{г}} = \left[\frac{1}{\alpha_{\text{г}}} + \left(\frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}\varepsilon_{\text{с}}} + \frac{\delta_{\text{ф}}}{\lambda_{\text{ф}}\varepsilon_{\text{ф}}}\right)_{\text{и}} + \left(\frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}\varepsilon_{\text{с}}} + \frac{\delta_{\text{ф}}}{\lambda_{\text{ф}}\varepsilon_{\text{ф}}}\right)_{\text{к}}\frac{L_{\text{и}}}{L_{\text{к}}} + \frac{L_{\text{и}}}{L_{\text{к}}\alpha_{\text{к}}}\right]^{-1}, \quad (3.85)$$

а тепловой поток через теплообменный аппарат —

$$Q = \pi d L_{\text{и}} z K_{\text{г}}(T_{\text{г}} - T_{\text{х}}), \quad (3.86)$$

где $\delta_{\text{с}}$ и $\delta_{\text{ф}}$ — толщина стенок трубы и фитиля в испарительной и конденсационной зонах соответственно; $\varepsilon_{\text{с}}$ и $\varepsilon_{\text{ф}}$ — поправки на кривизну стенки тепловой трубы и фитиля (так как использована форма записи для плоской стенки); d — внешний диаметр тепловой трубы.

Совместное рассмотрение уравнения потерь давления в трубном пучке горячего и холодного трактов теплообменника и уравнений расхода теплоносителей через эти тракты позволяет получить следующие соотношения средних скоростей горячего и холодного теплоносителей (приняты во внимание только гидравлические сопротивления матрицы) и длин испарительной и конденсационной зон:

$$\frac{c_{\text{г}}}{c_{\text{х}}} = \left(\frac{\rho_{\text{х}}}{\rho_{\text{г}}}\frac{\xi_{\text{х}}}{\xi_{\text{г}}}\frac{\Delta p_{\text{г}}}{\Delta p_{\text{х}}}\right)^{0,5}, \quad (3.87)$$

$$\frac{L_г}{L_х} = \left(\frac{\rho_х}{\rho_г}\frac{\xi_г}{\xi_х}\frac{\Delta p_х}{\Delta p_г}\right)^{0,5}\frac{G_г}{G_х}, \tag{3.88}$$

где $\xi_г$ и $\xi_х$ — коэффициенты сопротивления горячей и холодной частей трубного пучка.

Следовательно, коэффициент теплопередачи, определяемый выражением (3.86), является функцией соотношения потерь давления, геометрии и свойств фитиля и теплоносителя, а также одной из скоростей. При этом скорость связана с заданным значением потери давления по соответствующему тракту. Таким образом, между тепловой нагрузкой, потерями давления и геометрическими размерами теплообменного аппарата (включая размеры и число тепловых труб) существует определенная взаимосвязь, которую, однако, в аналитической форме представить обычно не удается. В общем случае расчет теплообменника при заданных потерях давления теплоносителей строится в такой последовательности.

1. Определение числа m рядов труб по направлению движения потока, при заданной средней скорости $c_г$ теплоносителя в горячем тракте теплообменника и по уравнению гидравлических потерь в трубном пучке. Например, для гладкотрубного пучка коридорной компоновки

$$m = \frac{1}{9}\left(2\frac{\Delta p_г}{\rho c_г^2}\mathrm{Re}_г^{0,26}\bar{t}^{0,28} - 6\right). \tag{3.89}$$

2. Определение соотношения скоростей по уравнению (3.87), а соотношения длин испарительной и конденсационной зон тепловой трубы по уравнению (3.88). Отношение коэффициентов сопротивления $\frac{\xi_х}{\xi_г}$ в первом приближении можно принять близким к единице, так как оно определяется в данном случае отношением чисел Рейнольдса в степени 0,13.

3. Вычисление значений коэффициентов теплоотдачи $\alpha_г$ и $\alpha_х$, а затем определение коэффициента теплопередачи по формуле (3.85).

4. Нахождение произведения длины испарительной зоны и числа труб в теплообменнике $L_и z$ по уравнению (3.86).

5. Задание длины испарительной зоны $L_и$ согласно условию компоновочных характеристик теплообменника или исходя из целесообразных размеров тепловой трубы, а затем определение числа N труб в ряду и геометрии горячего тракта теплообменного аппарата. Геометрия тракта холодного теплоносителя по числу z труб, их

расположению в трубном пучке повторяет геометрию горячего тракта; длина $L_к$ конденсационной зоны рассчитывается по соотношению (3.88). Полученные геометрические размеры отвечают требованиям тепловой и гидравлической характеристик теплообменника в том случае, если соотношение коэффициентов сопротивления, теплофизические характеристики теплоносителей и эффективная теплопроводность фитиля $\lambda_{эф}$ приняты верно.

6. Контрольный расчет тепловой трубы с последовательным определением температур наружной и внутренней поверхностей ее стенки, температуры на стенке фитиля со стороны парового ядра в испарительной зоне, а затем аналогичным образом определение температуры на стенке фитиля в месте контакта со стенкой тепловой трубы и температуры на внешней стенке тепловой трубы в зоне конденсации.

7. Проверка значения снимаемого в холодный теплоноситель теплового потока по известному из п. 3 коэффициенту теплоотдачи $\alpha_х$ и температурному напору между внешней стенкой тепловой трубы и холодным теплоносителем. При его несовпадении с воспринимаемым испарительной зоной тепловым потоком вносится корректива в соотношение $c_г/c_х$ и расчет повторяется.

8. Уточнение потерь давлений в горячем и холодном трактах теплообменника с учетом перепада давлений вследствие разгона или торможения потока при изменении температуры теплоносителя. Для подведения теплового баланса по горячему и холодному трактам теплоносителей при целом числе z труб, возможно, потребуются варьирование значения длины $L_и$ и введение внешнего оребрения испарительной или конденсационной зон тепловой трубы.

9. Заключительным этапом является определение предельных тепловых характеристик и запаса работоспособности тепловой трубы.

Примечание. При необходимости определяют тепловой поток на каждом ряду труб и уточненяют тепловые характеристики тепловых труб каждого ряда.

В качестве примера рассчитаем высокотемпературный теплообменник прямоточного типа, поверхность теплообмена которого состоит из тепловых труб.

П р и м е р. Основные исходные данные:

тепловая мощность — 4000 Вт;

горячий теплоноситель — воздух, расход $G = 0{,}107$ кг/с, температура на входе $T = 1301{,}8$ К, давление на входе $p = 1{,}98 \cdot 10^5$ Па;

холодный теплоноситель — воздух, расход $G = 0{,}107$ кг/с, температура на входе $T = 1005{,}6$ К, давление на входе $p = 5{,}96 \cdot 10^5$ Па;

наружный диаметр тепловой трубы $d = 0{,}02$ м, внутренний диаметр $d = 0{,}018$ м;

фитиль из многослойной сетки, толщина фитиля $\delta_ф = 0{,}002$ м, максимальный радиус поры $r_0 = 3 \cdot 10^{-5}$ м;

материал фитиля и трубы — никелевый сплав;

длина адиабатной зоны тепловой трубы $L_т = 0{,}1$ м;

компоновка труб в матрице коридорная;

относительный шаг в трубном пучке $\bar{t} = 1{,}25$;

пористость фитиля $\eta_п = 0{,}6$.

Требуется определить размеры теплообменника, потери давления теплоносителей в котором не превышают по холодному тракту 2550 Па, а по горячему — 9850 Па.

При принятой схеме прямотока температурный режим всех тепловых труб теплообменника примерно одинаков. По аналогии с обычным рекуперативным теплообменником в качестве расчетного принимают среднеинтегральный температурный напор, по которому определяют теплопередачу через характерную тепловую трубу. Конкретное соотношение температур по горячей и холодной сторонам теплообменника позволяет вместо среднеинтегрального использовать среднеарифметический температурный напор. Средняя температура горячего теплоносителя $T = 1284{,}8$ К, средняя температура холодного теплоносителя $T = 1022$ К. Теплофизические параметры горячего и холодного теплоносителей приняты по средним температурам последних. Предполагаемый уровень температуры тепловой трубы 1250 ... 1260 К предопределяет выбор натрия в качестве теплоносителя тепловой трубы.

На основании предварительных оценок принимают среднюю скорость горячего теплоносителя $c_г = 50$ м/с, определяют число Рейнольдса и коэффициент теплоотдачи по горячей стороне тепловой трубы:

$$\mathrm{Re}_г = \frac{c_г \rho_г d}{\mu_г} = \frac{50 \cdot 0{,}5368 \cdot 0{,}02}{50 \cdot 10^{-5}} = 1074;$$

$$\alpha_г = 0{,}49 \frac{\lambda_г}{d} \mathrm{Re}^{0{,}5} = 0{,}49 \frac{8{,}15 \cdot 10^{-2}}{0{,}02} 32{,}77 = 65{,}47\ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

определяют отношение скоростей горячего и холодного теплоносителей, а также отношение длин испарительной и конденсационной зон (отношение коэффициентов сопротивления в первом приближении принято $\xi_х/\xi_г = 0{,}975$):

$$c_х = c_г \left(\frac{\rho_г}{\rho_х} \frac{\xi_г}{\xi_х} \frac{\Delta p_г}{\Delta p_х} \right)^{0{,}5} = 50 \left(\frac{0{,}5368}{2{,}025} \frac{1}{0{,}975} \frac{9850}{2250} \right)^{0{,}5} \approx 13{,}27\ \text{м/с};$$

$$\frac{l_и}{l_к} = \left(\frac{\rho_х}{\rho_г} \frac{\xi_г}{\xi_х} \frac{\Delta p_х}{\Delta p_г} \right)^{0{,}5} = \left(\frac{2{,}025}{0{,}5368} 1{,}027 \frac{2250}{9850} \right)^{0{,}5} \approx 1{,}0;$$

находят число Рейнольдса и коэффициент теплоотдачи по холодному теплоносителю:

$$\mathrm{Re}_\text{х} = \frac{c_\text{х}\rho_\text{х}d}{\mu_\text{х}} = \frac{13{,}27 \cdot 2{,}025 \cdot 0{,}02}{42 \cdot 10^{-5}} = 1280;$$

$$\alpha_\text{х} = 0{,}49\frac{\lambda_\text{х}}{d}\mathrm{Re}_\text{х}^{0{,}5} = 0{,}49\frac{6{,}8 \cdot 10^{-2}}{0{,}02}1280^{0{,}5} = 58{,}72\,\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

определяют коэффициент эффективной теплопроводности фитиля:

$$\lambda_\text{эф} = \frac{\lambda_\text{Na}\left(\lambda_\text{Na} + \lambda_\text{к} - (1-\eta_\text{п})(\lambda_\text{Na} - \lambda_\text{к})\right]}{\lambda_\text{Na} + \lambda_\text{K} + (1-\eta_\text{п})(\lambda_\text{Na} - \lambda_\text{к})} =$$

$$= \frac{45[45 + 10 - (1 - 0{,}6)(45 - 10)]}{45 + 10 + (1 - 0{,}6)(45 - 10)} = 26{,}79\,\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

находят коэффициент теплопередачи, а затем число труб в теплообменнике:

$$K = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_\text{г}} + \left(\dfrac{\delta_\text{с}}{\varepsilon_\text{с}\lambda} + \dfrac{\delta_\text{ф}}{\varepsilon_\text{ф}\lambda_\text{эф}}\right)2 + \dfrac{1}{\alpha_\text{х}}} =$$

$$= \frac{1}{\dfrac{1}{65{,}47} + \left(\dfrac{0{,}001}{10 \cdot 1{,}01} + \dfrac{0{,}002}{26{,}79 \cdot 1{,}003}\right)2 + \dfrac{1}{58{,}72}} = 29{,}6;$$

$$z = \frac{Q}{\pi d L_\text{и} K(T_\text{г} - T_\text{х})} = \frac{4000}{\pi \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}2 \cdot 29{,}6(1284{,}8 - 1022)} = 40{,}9 \to 40;$$

определяют число рядов труб в трубном пучке по потоку горячего теплоносителя, а затем число труб в ряду:

$$m = \frac{1}{9}\left(2\frac{\Delta p_\text{г}}{\rho c_\text{г}^2}\mathrm{Re}^{0{,}26}\bar{t}^{0{,}28} - 6\right) = \frac{1}{9}\left(2\frac{9850}{0{,}5368 \cdot 50^2} \cdot 1078^{0{,}26} \cdot 1{,}25^{0{,}28} - 6\right) = 10;$$

$$N = \frac{z}{m} = \frac{40}{10} = 4.$$

На основании уравнения расхода:

проверяют значение средней скорости холодного теплоносителя

$$c_\text{х} = \frac{G}{\rho_\text{х} L_\text{к} N t \eta_\text{ф}} = \frac{0{,}107}{2{,}025 \cdot 0{,}2 \cdot 4 \cdot 0{,}025 \cdot 0{,}2} = 13{,}21\,\text{м/с},$$

где $\eta_\text{ф}$ — коэффициент фронта; совпадение с принятым ранее значением скорости удовлетворительное;

определяют температуры внешней стенки тепловой трубы в зонах испарения и конденсации:

$$T_{\text{сг}} = T_{\text{г}} - \frac{Q}{z\pi d L_{\text{и}} \alpha_{\text{г}}} = 1284{,}8 - \frac{4000}{40\pi \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}2 \cdot 65{,}47} = 1163{,}19\,\text{K};$$

$$T_{\text{сх}} = T_{\text{х}} + \frac{Q}{z\pi d L_{\text{к}} \alpha_{\text{х}}} = 1022 + \frac{4000}{40\pi \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}2 \cdot 58{,}72} = 1158\,\text{K};$$

вычисляют перепад температур на стенке тепловой трубы и фитиле в зонах испарения и конденсации:

$$\Delta T_{\text{сх}} = \Delta T_{\text{сг}} = \frac{Q\delta_{\text{с}}\varepsilon}{z\pi d L\lambda} = \frac{4000 \cdot 0{,}001 \cdot 1{,}05}{40\pi \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}2 \cdot 10} = 0{,}836\,\text{K},$$

$$\Delta T_{\text{фх}} = \Delta T_{\text{фг}} = \frac{Q\delta_{\text{ф}}\varepsilon}{z\pi d_{\text{ф}} L\lambda_{\text{эф}}} = \frac{4000 \cdot 0{,}002 \cdot 1{,}03}{40\pi \cdot 0{,}018 \cdot 26{,}74} = 0{,}767\,\text{K};$$

при условии отсутствия термического сопротивления парового ядра определяют расчетный температурный напор на тепловой трубе и сопоставляют его с полученным ранее температурным напором:

$$\Delta T_{\Sigma} = \Delta T_{\text{сг}} + \Delta T_{\text{сх}} + \Delta T_{\text{фг}} + \Delta T_{\text{фх}} = 2 \cdot 0{,}836 + 2 \cdot 0{,}767 = 2{,}206;$$

$$\Delta T_{\Sigma} = 3{,}206 < (T_{\text{г}} - T_{\text{х}}) = 1163{,}19 - 1158 = 5{,}19;$$

в данном случае расчетный температурный напор оказывается меньше полученного по условиям теплообмена на внешних стенках тепловой трубы; запас по температурному напору тепловой трубы составляет 5,19/3,206 = 1,62 или $\Delta T = 1{,}984$ K, что позволяет не уточнять тепловую производительность теплообменника;

уточняют потери давления по горячему и холодному трактам теплообменника:

$$\Delta p_{\text{х}} = \frac{\rho_{\text{х}} c_{\text{х}}^2}{2} \left[(6 + 9m)\text{Re}_{\text{х}}^{-0{,}26} \bar{t}^{-0{,}28} + 2\frac{T_{\text{х вых}} - T_{\text{х вх}}}{T_{\text{х}}} \right] =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 2{,}025 \cdot 13{,}27^2 \left[(6 + 9 \cdot 10)1280^{-0{,}26} \cdot 1{,}25^{-0{,}28} + 2\frac{1038{,}4 - 1005{,}6}{1022} \right] = 2515\,\text{Па};$$

$$\Delta p_{\text{г}} = \frac{\rho_{\text{г}} c_{\text{г}}^2}{2} \left[(6 + 9m)\text{Re}_{\text{г}}^{-0{,}26} \bar{t}^{-0{,}28} + 2\frac{T_{\text{х вых}} - T_{\text{х вх}}}{T_{\text{г}}} \right] =$$

$$= 0{,}5368\frac{50^2}{2} \left[(6 + 9 \cdot 10)1074^{-0{,}26} \cdot 1{,}25^{-0{,}28} + 2\frac{-1301{,}8 + 1267}{1284{,}8} \right] = 9814\,\text{Па};$$

потери давления по горячему и холодному трактам теплообменника соответствуют заданию на проектирование теплообменного аппарата;

В заключение проверяют пределы работоспособности тепловой трубы. Рассмотрим результаты проверки по капиллярному ограничению теплового потока.

Для фитиля из многослойной металлической сетки капиллярная проницаемость

$$K_{кс} = \frac{d_в^2 \eta_п^3}{122(1-\eta_п)^2} = \frac{(0{,}125 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0{,}6^3}{122(1-0{,}6)^2} = 17{,}3 \cdot 10^{-11}\,м;$$

предельный тепловой поток через одну тепловую трубу (см. табл. 3.3, для натрия $\Phi_т = 200 \cdot 10^{10}$ Вт/м^2)

$$Q_к = 2\frac{\pi d_ф \delta_ф K_{кс}}{(L+L_т)r_0}\Phi_т = 2\frac{\pi \cdot 0{,}016 \cdot 0{,}002 \cdot 17{,}3 \cdot 10^{-11}}{(0{,}5+0{,}1)12 \cdot 10^{-5}} \cdot 200 \cdot 10^{10} = 965\,Вт,$$

что с большим запасом превышает расчетную тепловую нагрузку тепловой трубы. Проверка предельной работоспособности по звуковому пределу, уносу влаги и кризису кипения в фитиле (здесь не приводятся) показывает, что эти пределы превышают капиллярный предел более чем в 2-3 раза.

3.2. Теплообменные аппараты регенеративного типа

Главным элементом регенеративного теплообменника является теплоаккумулирующая матрица (насадка), которая периодически нагревается теплоотдающим потоком теплоносителя, а затем охлаждается тепловоспринимающим потоком. Фактически матрица является промежуточным энергоемким теплоносителем. Распространение получили теплообменники с неподвижной (стационарной) и подвижной матрицами. Подвижная матрица может быть вращающейся или пересыпной.

Исполнение теплообменника с неподвижной матрицей в однокамерном варианте возможно лишь при пульсирующих потоках теплоносителей. При непрерывных потоках теплоносителей (рис. 3.18, *а*), используют, как минимум, двухкамерный вариант: в то время, пока поток горячего теплоносителя нагревает матрицу в первой камере, поток холодного теплоносителя охлаждает матрицу во второй камере. Затем потоки теплоносителей переключаются, для чего в подводящих коллекторах предусмотрены герметичные клапаны А, Б, В, Г. Продолжительность периодов нагрева, переключения теплоносителей и охлаждения матрицы составляет один полный период работы теплообменника. Как правило, горячий и холодный теплоносители на входе в теплообменник имеют постоянную температуру. Температура теплоносителей за теплообменником является переменной во времени: например, в начальный период работы холодный теплоноситель будет нагреваться до максимально возможной температуры, а по мере расхолаживания матрицы его температура

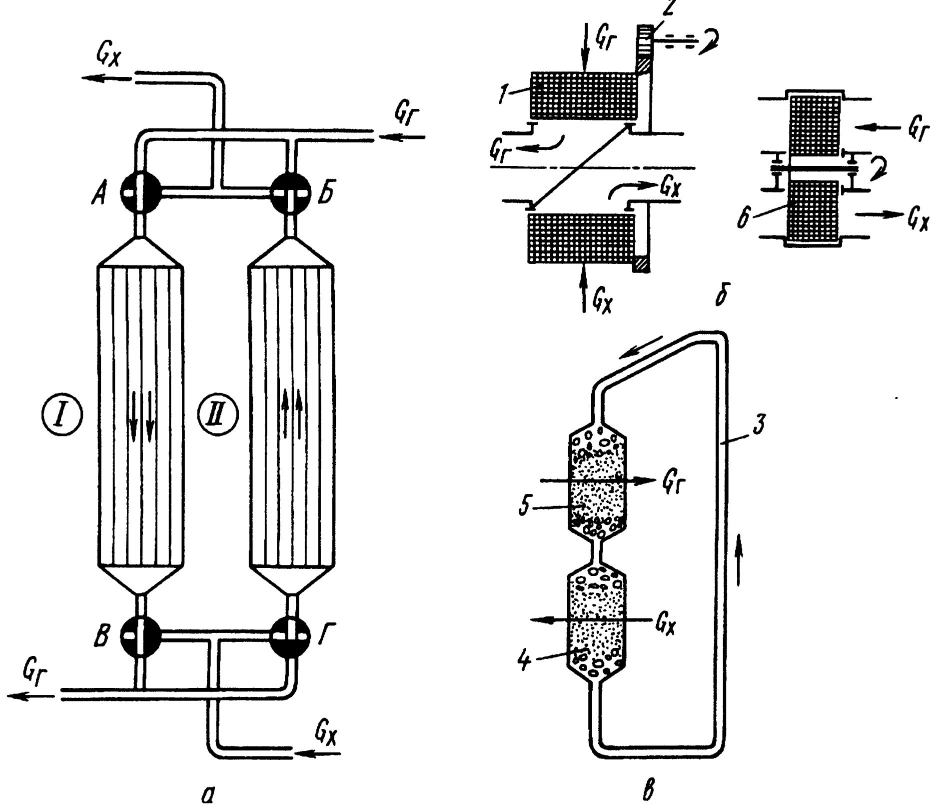


Рис. 3.18. Схема регенеративного теплообменника:
а – со стационарной матрицей; *б* – с вращающейся матрицей барабанного и дискового типов; *в* – с пересыпной матрицей; А, Б, В, Г – клапаны переключения потоков теплоносителей; *1* – матрица барабанного типа; *2* – привод матрицы; *3* – транспортер сыпучих элементов матрицы; *4* – продувочная камера холодного теплоносителя; *5* – продувочная камера горячего теплоносителя; *6* – матрица дискового типа

будет убывать до минимальной. Для "сглаживания" эпюры температуры применяют многокамерные теплообменники, рабочие циклы которых сдвинуты по фазе. При переключении теплоносителей рабочий объем матрицы оказывается заполненным теплоносителем предыдущего периода, что приводит к периодическому смешению теплоносителей. Если смешение теплоносителей недопустимо, в конце каждого периода предусматривают продувку матрицы нейтральной средой.

В теплообменнике с подвижной матрицей через матрицу непрерывно продувают горячий и холодный теплоносители, а матрица непрерывно перемещается через зоны нагрева и охлаждения. Поэтому среднемассовая температура теплоносителей на выходе является постоянной в течение всего рабочего цикла. Вращающаяся матрица —

ротор теплообменника (рис. 3.18 *б*), выполненный в форме диска или кольца, — представляет собой силовой каркас, заполненный поверхностью теплообмена (из металла или керамики) в виде многослойной гофрированной ленты или сетчато-пористой структуры. Ротор размещают в корпусе теплообменника, к которому присоединены трубопроводы горячего и холодного теплоносителей. Между корпусом и вращающейся матрицей предусмотрены контактные уплотнения, предназначенные для разделения трактов и предотвращения взаимного перетекания теплоносителей. В теплообменнике с пересыпной матрицей (рис. 3.18, *в*) шаровые элементы матрицы по замкнутому контуру последовательно пересыпаются из камеры обогрева в камеру охлаждения и наоборот. В камерах они вступают в процесс контактного теплообмена с теплоносителями. Для непрерывного движения шаровых элементов используют различного рода транспортеры-элеваторы, встроенные в герметичный контур пересыпной матрицы.

Теплообменники с неподвижной матрицей успешно используют в высокотемпературных установках с большими массовыми расходами теплоносителей, а с вращающейся матрицей — в установках с более умеренными температурами и массовыми расходами теплоносителей, что обусловлено конструктивными особенностями и эксплуатационными характеристиками теплообменников. Теплообменники с пересыпной матрицей также предназначены для работы в зоне умеренно высоких температур.

Материал для изготовления матрицы должен характеризоваться высокой теплоемкостью и теплопроводностью, малым тепловым расширением, обладать необходимой термопрочностью и термостойкостью в области рабочих температур. Прочностные и технологические свойства материала должны способствовать созданию матрицы с высоким значением коэффициента компактности. Для изготовления матриц высокотемпературных теплообменников используют керамические материалы. По уровню огнеупорности керамические материалы разделяют на ряд категорий:

высшей огнеупорности: BeO, MgO, CaO, Al_2O_3, ZrO_2, TiO_2, а также угольные (C — до 90 %), периклазовые ($MgO > 80\,\% + CaO + SiO + Al_2O_3 + Fe_2O_3$), бадделитовые ($ZrO_2 > 90\,\% + Al_2O_3 + SiO_2$) — огнеупорность выше 2000 C;

высокоогнеупорные: карбидокремнийсодержащие ($15 < SiC < 70\,\% + SiO_2 + Al_2O_3$) — огнеупорность 1770...2000 C.

Поверхность теплообмена вращающейся матрицы регенераторов ГТД изготовляют из нержавеющей стали или высокотемпературных керамических материалов.

3.2.1. Регенеративный теплообменный аппарат с неподвижной матрицей

Теплообменник с неподвижной матрицей может использоваться при длительности цикла от нескольких минут (что, видимо, не рационально) до нескольких часов в зависимости от особенностей рабочего процесса теплоэнергетической установки. Например, регенеративный теплообменник может быть использован в качестве аккумулятора длительного хранения теплоты солнечно-энергетической установки.

При нагреве матрицы (процесс зарядки) ее теплосодержание увеличивается, а в процессе охлаждения возвращается в исходное состояние, что сопровождается изменением среднемассовой температуры матрицы в диапазоне от максимального до минимального значений. Амплитуда колебания температур зависит от аккумулируемой энергии, массы и удельной теплоемкости матрицы. Чем меньше амплитуда, тем меньшему колебанию подвержены температуры теплоносителей на выходе из матрицы и тем выше термопрочность матрицы.

На рис. 3.19 показано изменение температур матрицы, греющего и нагреваемого теплоносителей в течение одного полного периода

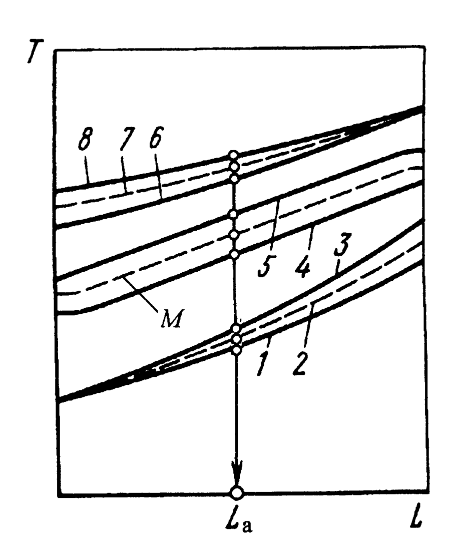


Рис. 3.19. Температурная диаграмма регенеративного теплообменного аппарата:

1 – температура нагреваемого теплоносителя в конце периода охлаждения матрицы ($t = t_0$); *2* – средняя температура нагреваемого теплоносителя в течение периода охлаждения матрицы; *3* – температура нагреваемого теплоносителя в начале периода охлаждения матрицы ($t_0 = 0$); *4* – температура матрицы в конце периода охлаждения (начале периода нагрева); *5* – температура матрицы в начале периода охлаждения (начале периода нагрева); *6* – температура греющего теплоносителя в начале периода нагрева матрицы ($t_н = 0$); *7* – средняя температура греющего теплоносителя за период нагрева матрицы; *8* – температура греющего теплоносителя в конце периода нагрева матрицы ($t = t_н$); *M* – средняя температура матрицы

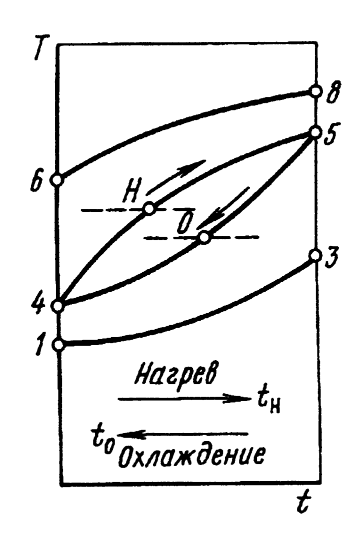


Рис. 3.20. Локальное изменение температур теплоносителей и матрицы в течение периодов нагрева и охлаждения, в произвольном сечении L_a (см. рис. 3.19) теплообменника при равном времени периода нагрева и охлаждения:

1–3 – температура нагреваемого теплоносителя за период охлаждения матрицы; *5–0–4* – температура матрицы за период охлаждения; *4–Н–5* – температура матрицы за период нагрева; *6–8* – температура греющего теплоносителя за период нагрева матрицы

для установившегося режима работы регенеративного теплообменника. Для длинной матрицы изменение температуры (кривые *4* и *5*) на основной длине матрицы носит линейный характер, и лишь на концевых участках матрицы темп изменения температуры резко изменяется. Температура нагреваемого теплоносителя сначала достигает своего максимального значения (кривая *3*), но затем постепенно уменьшается до значения конечной температуры (кривая *1*) в конце периода продувки матрицы холодным теплоносителем. Аналогичное явление наблюдается и в период нагрева матрицы — кривые *6* и *8* иллюстрируют изменение температуры греющего теплоносителя в начале и конце периода нагрева соответственно. Такой характер изменения температур имеет место при равенстве водяных эквивалентов теплоносителей и одинаковых по времени периодов нагрева и охлаждения.

На рис. 3.20 показано локальное изменение температур теплоносителей и поверхности матрицы для поперечного сечения матрицы в средней ее части в течение периодов нагрева и охлаждения. Как в начале периода нагрева, так и в начале периода охлаждения происходит быстрое изменение температуры поверхности вследствие тепловой инерции внутренних слоев насадки, а затем по мере прогрева (охлаждения) внутренних слоев процесс выравнивается. В результате наблюдается петля гистерезиса. Средняя температура насадки в период нагрева оказывается выше средней температуры насадки в период охлаждения. На рис. 3.21 показано распределение температуры по толщине элемента матрицы в конце периодов нагрева и

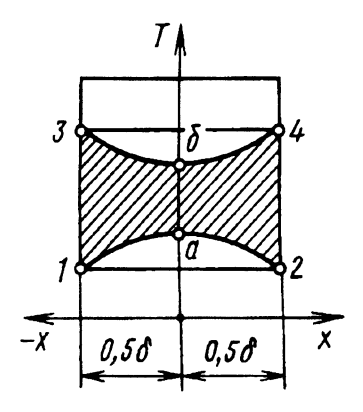


Рис. 3.21. Распределение температуры по толщине стенки матрицы в конце периодов нагрева и охлаждения:

3–б–4 – в конце периода нагрева; *1–а–2* – в конце периода охлаждения

охлаждения. Аккумулированная насадкой энергия пропорциональна заштрихованной площади между кривыми *1–а–2* и *3–б–4*. Но если бы насадка была прогрета равномерно на всю глубину, она аккумулировала бы энергию, пропорциональную площади *1–2–4–3–1*. Отношение аккумулированной теплоты к максимально возможному называют коэффициентом аккумуляции или коэффициентом использования теплоты насадкой матрицы. В регенераторах с толстостенной керамической насадкой коэффициент аккумуляции равен 0,5...0,6, а при металлической насадке его значение близко к единице.

При коэффициенте аккумуляции, равном единице, средняя температура насадки в каждом поперечном сечении матрицы будет равна ее поверхностной температуре, т.е. насадка одномоментно прогревается на всю толщину. Тогда на основании анализа характера изменения температуры насадки по длине матрицы на основной ее длине можно ввести понятие идеального регенератора, для которого справедливы следующие допущения:

$\dfrac{\partial\theta}{\partial x} = 0$ — отсутствие теплопередачи теплопроводностью вдоль матрицы;

$\dfrac{\partial\theta}{\partial n} = \infty$ — равенство температур по толщине насадки в любом поперечном сечении матрицы (здесь n — нормаль к поверхности насадки).

Рассмотрим процесс теплопередачи в идеальном регенераторе за один полный цикл:

тепловосприятие за период $t_{\text{н}}$ нагрева матрицы

$$\overline{Q}(t_{\text{н}} + t_{\text{о}}) = (T_{\text{г}} - \theta)\alpha_{\text{г}} F t_{\text{н}}; \tag{3.90}$$

теплоотдача за период $t_о$ охлаждения матрицы

$$\overline{Q}(t_н + t_о) = (\theta - T_х)\alpha_х F t_о, \tag{3.91}$$

где $\overline{Q}$ — усредненный за время $(t_н + t_0)$ полного периода тепловой поток.

Совместное решение уравнений (3.90) и (3.91) позволяет представить коэффициент теплопередачи идеального регенератора выражением

$$\frac{1}{K_0} = \left[\frac{1}{\alpha_г t_н} + \frac{1}{\alpha_х t_о}\right](t_н + t_о). \tag{3.92}$$

На основании теоретического анализа реального регенератора и обобщения результатов многих исследователей X. Хаузен [25] предложил удобное для инженерных расчетов выражение коэффициента теплопередачи реального регенератора

$$\frac{1}{K_0} = \left[\frac{1}{\alpha_г t_н} + \frac{1}{\alpha_х t_о} + \left(\frac{1}{t_н} + \frac{1}{t_о}\right)\frac{\delta}{\lambda}\Phi\right](t_н + t_о). \tag{3.93}$$

Функция Φ отражает влияние очень быстрых изменений температуры, которые претерпевают теплоноситель и поверхностный слой насадки в начале периодов нагрева или охлаждения. Значения Φ зависят от безразмерного комплекса

$$\frac{\delta^2}{2\lambda}\rho c_m\left(\frac{1}{t_н} + \frac{1}{t_о}\right)$$

(фактически критерия Фурье) и определяется по графику (рис. 3.22), где представлены значения Φ для трех частных случаев. Если форма элемента насадки отлична от приведенных, то ее сводят к эквивалентной пластине с толщиной

$$\delta_{экв} = \frac{\delta}{2} + \frac{V}{F},$$

где δ — средняя толщина пластины; c_m — теплоемкость матрицы; V — объем и F — поверхность теплообмена элемента насадки.

Выражение (3.93) справедливо для бесконечно длинного регенератора, в котором влиянием концевых зон матрицы можно пренебречь. В реальном регенераторе фактические температурные поля снижают его эффективность, что учитывают введением поправки

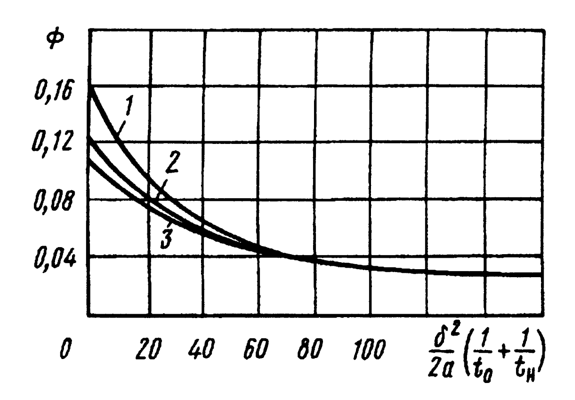


Рис. 3.22. Вспомогательная функция Ф:
1 – плоская стенка; *2* – цилиндр; *3* – сфера

$\eta_к$ к коэффициенту теплопередачи: $K = \eta_к K_0$. Значения поправки функционально зависят от двух безразмерных комплексов Л и П:

$$Л = 4\frac{K_0(t_н + t_о)F}{W_г t_н + W_х t_0}$$ — приведенная длина матрицы;

$$П = 2\frac{K_0(t_н + t_о)F}{c_m m}$$ — приведенная продолжительность периода

(где m — масса матрицы).

Значения поправки η на конечные размеры матрицы приведены на рис. 3.23.

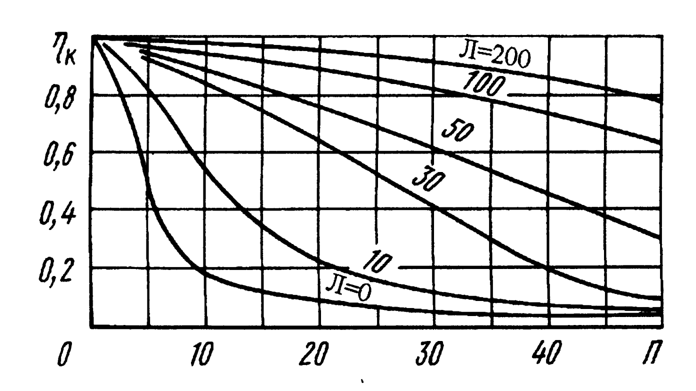


Рис. 3.23. Значения поправки η на конечные размеры матрицы:
Л – приведенная длина матрицы; П – приведенная продолжительность периода

Количество теплоты, переданное регенеративным теплообменником в течение одного полного периода, определяется выражением

$$Q = \eta_{\text{к}} K_0 \Delta T_{\text{л}} F(t_{\text{н}} + t_{\text{о}}), \tag{3.94}$$

где $\Delta T_{\text{л}}$ — среднеинтегральный температурный напор, определяемый по известным зависимостям (как для рекуперативного теплообменника) при заданных температурах теплоносителей на входе и усредненных по периоду среднемассовых температурах теплоносителей на выходе.

В течение периода нагрева матрицы количество теплоты Q было отдано горячим теплоносителем, а в период охлаждения матрицы было воспринято холодным теплоносителем. Соответственно среднемассовая температура теплоносителей на выходе из матрицы определится выражениями:

за период нагрева для горячего теплоносителя

$$T_{\text{г. вых}} = T_{\text{г. вх}} - \frac{Q}{G_{\text{г}} c_{p\text{г}} t_{\text{н}}}; \tag{3.95}$$

за период охлаждения для холодного теплоносителя

$$T_{\text{х. вых}} = T_{\text{х. вх}} + \frac{Q}{G_{\text{х}} c_{p\text{х}} t_{\text{о}}}. \tag{3.96}$$

При многокамерном теплообменнике со смещенными во времени периодами нагрева и охлаждения температура в выходном объединяющем коллекторе практически мало будет отличаться от средневременной. Для большего выравнивания температуры возможна постановка емкого ресивера.

Если по условию проектирования требуется определить изменение во времени температуры теплоносителя на выходе из матрицы, получить информацию об изменении во времени и по длине теплообменника температуры матрицы, определить время (число полных периодов теплосмен) выхода теплообменника из начального состояния на стабилизированный квазистационарный режим, следует использовать более детальные методы расчета теплообмена. Строго теоретических методов расчета, учитывающих особенности протекания процесса теплообмена во времени и по объему матрицы, с учетом переменных начальных и граничных условий, зависимости теплофизических свойств теплоносителей матрицы и теплоносителей от температуры пока не разработано, а известные методы базируются на многих допущениях, характеризуются большой трудоемкостью и приводят к ограниченному сходству результатов расчета

с экспериментом. В то же время современная вычислительная техника дает широкие возможности использования численных методов решения этой сложной задачи.

Следуя Б.А. Левченко, рассмотрим достаточно простой способ численного решения, основанный на известном методе элементарных тепловых балансов. Насадка в пределах всей длины матрицы разбивается на элементарные поперечные слои $i = n$ толщиной Δx. Время периода нагрева $t_н$ и периода охлаждения $t_о$ разделяется на интервалы продолжительностью Δt. Принятые допущения: температура насадки в любом поперечном сечении матрицы, в любой момент времени постоянна по всему слою и равна средней температуре слоя; температура теплоносителя в пределах слоя принимается средней за интервал времени Δt. Концевые слои $i = 1$ и $i = n$ воспринимают через торцевую $F_т$ и боковую $F_б$ поверхности тепловой поток от теплоносителя, передают теплоту теплопроводностью к сопрягаемому слою и аккумулируют часть тепловой энергии, что приводит к изменению средней температуры слоя. Слои в массиве матрицы воспринимают теплоту от теплоносителя, а за счет теплопроводности осуществляют энергообмен с сопрягаемыми слоями и аккумулируют часть теплоты (направление тепловых потоков определяется характером периода). Анализ теплового баланса элементарного слоя i в момент времени $t = k$ позволяет установить связь между температурой $\theta_{k,i}$ слоя в момент времени $t = k$ и температурой $\theta_{k-1,i}$ слоя в предыдущий момент времени $t = k - 1$:

для слоя на торце матрицы

$$\theta_{k,i} = \theta_{k-1,i} + \frac{\alpha_{k-1,i} F_т \Delta t}{c_{m_i} \rho_i V_i}(T_{k-1,i} - \theta_{k-1,i}) + \\ + \frac{\alpha_{k-1,i} F_б \Delta t}{c_{m_i} \rho_i V_i}(T_{k-1,i} - \theta_{k-1,i}) + \frac{\lambda_i F_т \Delta t}{c_{m_i} \rho_i V_i \Delta x}(\theta_{k-1,i} - \theta_{k-1,i+1}), \quad (3.97)$$

где $F_т$ и $F_б$ — торцевая и боковая поверхности слоя соответственно;

для слоя $2 \leq i \leq n - 1$ в массиве матрицы

$$\theta_{k,i} = \theta_{k-1,i} + \frac{\alpha_{k-1,i} F_б \Delta t}{c_{m_i} \rho_i V_i}(T_{k-1,i} - \theta_{k-1,i}) + \\ + \frac{\lambda_i F_т \Delta t}{c_{m_i} \rho_i V_i \Delta x}(\theta_{k-1,i} - \theta_{k-1,i}) + \frac{\lambda_i F_т \Delta t}{c_i \rho_i V_i \Delta x}(\theta_{k-1,i} - \theta_{k-1,i+1}); \quad (3.98)$$

а также температуру теплоносителя в период нагрева насадки

$$T_{k,i} = T_{k,i-1} - \frac{\alpha_{\text{г},i-1} F_{\text{б}}}{Gc_p}(T_{k,i-1} - \theta_{k,i-1}) \qquad (3.99)$$

и температуру теплоносителя в период охлаждения насадки

$$T_{k,i} = T_{k,i+1} + \frac{\alpha_{k,i+1} F_{\text{б}}}{Gc_p}(\theta_{k,i+1} - T_{k,i+1}). \qquad (3.100)$$

Устойчивость численного решения достигается, если максимальный временной интервал удовлетворяет условию

$$\Delta t_{\max} \leq \left[\frac{\alpha_{k,i} F_{\text{т}}}{c_{m_i} \rho_i V_i} + \frac{\alpha_{k,i} F_{\text{б}}}{c_{m_i} \rho_i V_i} + \frac{\lambda_i F_{\text{т}}}{c_{m_i} \rho_i V_i \Delta x}\right]^{-1}. \qquad (3.101)$$

При определении температур по зависимостям (3.97)–(3.100) учитываются зависимость теплоемкостей c_m, c_p, теплопроводности λ, плотности ρ и коэффициентов теплоотдачи от температуры на каждом слое или на группе слоев. Программа расчета теплообменника достаточно просто реализуется на ПЭВМ. Изменяемые константы (c_p, λ, ρ, c_m) рассчитываются по сопряженным программам или вводятся в табличном виде.

Пример. В табл. 3.4 приведены некоторые результаты расчета регенеративного нагревателя рабочего тела МГДГ-установки по такой программе.

Основные исходные данные:

температура греющего теплоносителя на входе $T_{\text{г}1} = \text{const} = 2400$ К;

температура нагреваемого теплоносителя на входе $T_{\text{х}1} = \text{const} = 900$ К;

продолжительность периода нагрева матрицы $t_{\text{н}} = 300$ с;

продолжительность периода охлаждения матрицы $t_{\text{о}} = 300$ с;

полная теплоемкость греющего теплоносителя $G_{\text{г}} c_{p\text{г}} t_{\text{о}} = 6{,}5 \cdot 10^8$ Дж/К;

полная теплоемкость нагреваемого теплоносителя $G_{\text{г}} c_{p\text{г}} t_{\text{о}} = 4,65 \cdot 10^8$ Дж/К;

полная теплоемкость матрицы $mc_m = 8 \cdot 10^8$ Дж/К;

матрица канального типа;

отношение коэффициентов теплоотдачи греющего теплоносителя к нагреваемому $\alpha_{\text{г}}/\alpha_{\text{х}} = 0{,}52$.

Изменение температуры нагреваемого теплоносителя на выходе из матрицы превышает изменение температуры матрицы в том же сечении примерно на 15 %. Изменение температуры греющего теплоносителя на выходе превышает изменение температуры матрицы в выходном сечении примерно на 13 %. Расчет теплообменника начинается при начальных условиях состояния пуска и ведется на протяжении такого количества полных периодов, пока повторяемость распределения температур не достигнет заданной степени точности. Более быстро на

квазистационарное распределение температур можно выйти, используя результаты предварительного упрощенного расчета теплообменника по изложенному выше методу Х. Хаузена.

Таблица 3.4. **Сводные результаты расчета регенеративного нагревателя рабочего тела для МГДГ-установки**

Период охлаждения матрицы						
Время от начала периода, с	1	60	120	180	240	300
Температура матрицы в концевом сечении, К	2393	2381	2357	2319	2263	2185
Температура нагреваемого теплоносителя на выходе, К	2390	2373	2346	2301	2238	2152
Относительное отклонение температуры нагреваемого теплоносителя от среднемассовой за период, %	8,6	7,9	6,6	4,6	1,7	−2,1
Максимальное изменение температуры на выходе за период: абсолютное, К; относительное, %	$\Delta T_{\max} = 238$; $\Delta \overline{T}_{\max} = 10,7$					
Максимальное изменение температуры концевого сечения матрицы за период, К	$\Delta\theta_{\max} = 208$					
Период нагрева матрицы						
Время от начала периода, с	1	60	120	180	240	300
Температура матрицы в концевом сечении, К	912	993	1141	1326	1523	1710
Температура греющего теплоносителя на выходе, К	943	1082	1269	1472	1668	1843
Относительное отклонение температуры греющего теплоносителя от среднемассовой за период, %	−35,7	−26,2	−13,4	0	13,8	25,7
Максимальное изменение температуры на выходе за период: абсолютное, К; относительное, %	$\Delta T_{\max} = 900$; $\Delta \overline{T}_{\max} = 61,4$					
Максимальное изменение температуры концевого сечения матрицы за период, К	$\Delta\theta_{\max} = 798$					

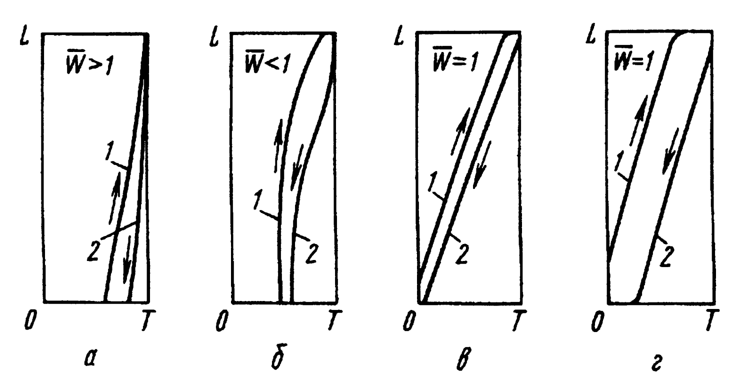


Рис. 3.24. Влияние отношения полных теплоемкостей $\overline{W}$ на температуру матрицы:
а – $\overline{W} > 1$; *б* – $\overline{W} < 1$; *в* – $W = 1$ и $Gvc_pt/(mc_m) < 3$; *г* – $W = 1$ и $Gc_pt/(mc_m) > 3$; *1* – период охлаждения, *2* – период нагрева

Анализ многочисленных результатов расчетов регенеративного теплообменника при различном сочетании его параметров представлен на рис. 3.24. Верхняя часть рисунка (сечение L) соответствует сечению ввода горячего теплоносителя, а нижняя (сечение 0) — холодного. При отношении полных теплоемкостей горячего теплоносителя к холодному $\overline{W} = \dfrac{(Gc_p)_\text{г} t_\text{н}}{(Gc_p)_\text{х} t_o} > 1$ большее изменение температуры насадки в течение полного периода происходит со стороны сечения 0 матрицы (рис. 3.24, *а*), меньшее — со стороны сечения L и соответственно происходит небольшое (по времени периода) изменение выходной температуры нагреваемого теплоносителя. При $\overline{W} = \dfrac{(Gc_p)_\text{г} t_\text{н}}{(Gc_p)_\text{х} t_o} < 1$ (рис. 3.24, *б*) имеет место обратная ситуация. Наиболее равномерное изменение температуры (практически линейное) по длине матрицы в пределах полного периода (соответственно при меньшем уровне термической нагрузки на матрицу) наблюдается при отношении полных теплоемкостей теплоносителей, равном единице. На рис. 3.24, *в* и 3.24, *г* приведено изменение температуры насадки в пределах периода при отношении полных теплоемкостей теплоносителей, равном единице, и различном отношении полной теплоемкости матрицы к полной теплоемкости теплоносителя. С уменьшением $\dfrac{Gc_pt}{mc_m}$ влияние торцевых зон матрицы на температурное поле уменьшается, и при $\dfrac{Gc_pt}{mc_m} < 3$ влиянием торцевых зон

вообще можно пренебречь. Последнему случаю будет соответствовать также наименьшее изменение температуры теплоносителя на выходе из матрицы.

3.2.2. Регенератор с вращающейся матрицей

В малоразмерных ГТД транспортного назначения нашли применение регенераторы с вращающейся матрицей дискового и барабанного типов. Выбор типа матрицы зависит от общей компоновки ГТД, а также от технологии производства теплообменников и материалов, используемых для изготовления поверхностей теплообмена. Поскольку эффективность применения регенератора выражается в повышении топливной экономичности установки, при его выборе необходимо знать не только степень регенерации (степень утилизации теплоты отработанных газов ГТД), но и энергозатраты, связанные с работой регенератора.

Как будет показано ниже, степень регенерации и энергозатраты определенным образом связаны с размерами поверхности теплообмена и частотой вращения матрицы. Поэтому проектирование регенератора с вращающейся матрицей включает в себя оптимизационный расчет, позволяющий сделать выбор конструктивных и режимных параметров регенератора.

Степень регенерации. Среди многочисленных методов теоретического расчета регенератора с вращающейся матрицей признание получил метод Г.Ю. Степанова, базирующийся на следующих допущениях:

в каждый момент времени температура элементарного объема матрицы на всей ее глубине по ходу теплоносителя постоянна и равна средней температуре θ;

температуры воздуха и газа на входе в матрицу не меняются по времени: $T_{\text{в}1} = \text{const}$, $T_{\text{г}1} = \text{const}$ (на выходе из матрицы $T_{\text{в}2}$ и $T_{\text{г}2}$ изменяются по времени);

в качестве определяющей для каждого элементарного объема матрицы принимают среднюю по элементу температуру холодного теплоносителя (воздуха) $T_{\text{в}} = 0{,}5(T_{\text{в}1} + T_{\text{в}2})$ и горячего теплоносителя (газа) $T_{\text{г}} = 0{,}5(T_{\text{г}1} + T_{\text{г}2})$;

в качестве определяющего давления принимают среднее давление каждого теплоносителя; потоки воздуха и газа равномерно распределены по соответствующим частям фронта матрицы;

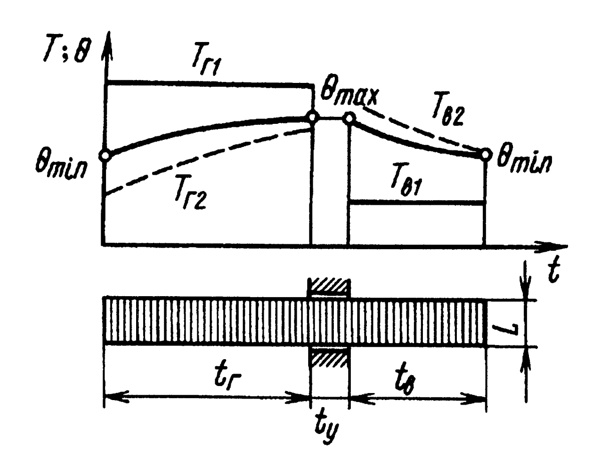


Рис. 3.25. Схема расчета регенератора с вращающейся матрицей и эпюра изменения во времени температур в матрице

теплопроводность материала матрицы в направлении потока теплоносителя пренебрежимо мала;

направление потоков воздуха и газа противоточное; процесс теплопередачи квазистационарный.

На рис. 3.25 даны схема расчета регенератора с вращающейся матрицей и эпюра изменения во времени температур в матрице. Для элемента матрицы массой dm с поверхностью теплообмена dF находящегося в потоке газа (поверхность теплообмена равномерно распределена по объему матрицы) можно составить следующую систему уравнений:

$$dQ = \alpha_{\text{г}}(T_{\text{г}} - \theta)\, dF\, dt; \tag{3.102}$$

$$dQ = c_m\, dm\, d\theta; \tag{3.103}$$

$$dQ = c_p G_{\text{г}}(T_{\text{г}1} - T_{\text{г}2}) \frac{dF}{F_{\text{г}}} dt, \tag{3.104}$$

где $F_{\text{г}}$ — поверхность теплообмена матрицы в горячем тракте; c_m — удельная теплоемкость материала матрицы; m — масса матрицы; $G_{\text{г}}$ — расход газа.

Совместное решение уравнений (3.102)–(3.104) с привлечением начального условия $t = 0$, $\theta = \theta_{\min}$ позволяет выразить текущую температуру матрицы в период ее нагрева следующим образом:

$$\theta = T_{\text{г}i} - (T_{\text{г}i} - \theta_{\min})e^{-\beta_{\text{г}} t}, \tag{3.105}$$

где

$$\beta_{\text{г}} = \frac{\alpha_{\text{г}}}{1 + \dfrac{\alpha_{\text{г}} F_{\text{г}}}{2G_{\text{г}} c_p}} \frac{F_m}{c_m m};$$

F_m — полная поверхность теплообмена матрицы.

Аналогичным образом можно получить выражение для текущей температуры матрицы в период ее охлаждения (начальное условие $t = 0$, $\theta = \theta_{\max}$):

$$\theta = T_{\text{в}i} - (\theta_{\max} - T_{\text{в}i}) e^{-\beta_{\text{в}} t}, \tag{3.106}$$

где

$$\beta_{\text{в}} = \frac{\alpha_{\text{в}}}{1 + \dfrac{\alpha_{\text{в}} F_{\text{в}}}{2G_{\text{в}} c_p}} \frac{F_m}{c_m m}.$$

Обозначения идентичны используемым в формулах (3.102)–(3.104); индекс "в" означает "воздух" или холодный теплоноситель.

Принимая в уравнении (3.105) $t = t_{\text{г}}$ — конец периода нагрева, а в уравнении (3.106) $t = t_{\text{в}}$ — конец периода охлаждения и учитывая, что температура матрицы конца периода нагрева равна температуре матрицы начала периода охлаждения, а температура конца периода охлаждения равна температуре начала периода нагрева, из совместного решения этих уравнений определяют максимальную и минимальную температуры матрицы:

$$\theta_{\max} = \frac{T_{\text{г}1}\left(1 - e^{-z_{\text{г}}}\right) + T_{\text{в}1}\left(1 - e^{-z_{\text{в}}}\right) e^{-z_{\text{г}}}}{1 - e^{-(z_{\text{г}} + z_{\text{в}})}}; \tag{3.107}$$

$$\theta_{\min} = \frac{T_{\text{в}1}\left(1 - e^{-z_{\text{в}}}\right) + T_{\text{г}1}\left(1 - e^{-z_{\text{г}}}\right) e^{-z_{\text{в}}}}{1 - e^{-(z_{\text{г}} + z_{\text{в}})}}, \tag{3.108}$$

где $z_{\text{г}} = \beta_{\text{г}} t_{\text{г}}$, $z_{\text{в}} = \beta_{\text{в}} t_{\text{в}}$.

Теплота, передаваемая ротором за один полный его оборот, равна изменению теплосодержания матрицы за этот период времени:

$$Q_{\text{об}} = c_m m (\theta_{\max} - \theta_{\min}) = c_m m (T_{\text{г}1} - T_{\text{в}1}) \frac{\left(1 - e^{-z_{\text{г}}}\right)\left(1 - e^{-z_{\text{в}}}\right)}{1 - e^{-(z_{\text{г}} - z_{\text{в}})}}.$$

Так как это же количество теплоты отводится от газа и передается воздуху, среднемассовые температуры воздуха $\overline{T}_{\text{в}2}$ и газа $\overline{T}_{\text{г}2}$

на выходе из ротора будут соответственно равны

$$\overline{T}_{\text{г}2} = T_{\text{г}1} - Q_{\text{об}} \frac{1}{c_p G_{\text{г}} t_{\text{об}}}; \quad \overline{T}_{\text{в}2} = T_{\text{в}1} + \frac{Q_{\text{об}}}{c_p G_{\text{в}} t_{\text{об}}},$$

где $t_{\text{об}}$ — время совершения полного оборота ротора.

Поскольку часть времени уходит на период прохода матрицей зоны уплотнения, $t_{\text{об}} > t_{\text{в}} + t_{\text{г}}$.

Температуры $T_{\text{г}1}$, $T_{\text{в}1}$ и $T_{\text{в}2}$ позволяют определить степень регенерации

$$\sigma = \frac{\overline{T}_{\text{в}2} - T_{\text{в}1}}{T_{\text{г}1} - T_{\text{в}1}} = \frac{c_m m}{c_p G_{\text{в}} t_{\text{об}}} \frac{\left(1 - e^{-z_{\text{г}}}\right)\left(1 - e^{-z_{\text{в}}}\right)}{1 - e^{-(z_{\text{г}} + z_{\text{в}})}}. \tag{3.109}$$

Таким образом, степень регенерации зависит от частоты вращения матрицы.

Соотношения между периодами времени для матрицы барабанного типа следующие (рис. 3.26, *а*):

$$\bar{t}_{\text{г}} = \frac{t_{\text{г}}}{t_{\text{об}}} = \frac{\varphi_{\text{г}}}{2\pi}; \quad \bar{t}_{\text{в}} = \frac{t_{\text{в}}}{t_{\text{об}}} = \frac{\varphi_{\text{в}}}{2\pi};$$

$$\bar{t}_{\text{у}} = \frac{t_{\text{у}}}{t_{\text{об}}} = \frac{2\pi - \varphi_{\text{г}} - \varphi_{\text{в}}}{2\pi}; \quad \bar{t}_{\text{г}} + \bar{t}_{\text{в}} + \bar{t}_{\text{у}} = 1.$$

Для матрицы дискового типа все три центральных угла $\varphi_{\text{в}}$, $\varphi_{\text{г}}$, $\varphi_{\text{у}}$ изменяются вдоль радиуса (рис. 3.26, *б*), если ширина рамки уплотнения неизменна по радиусу (индексы 1 и 2 относятся к меньшему и большему углу соответственно). В области втулки угол $\varphi_{\text{у}}$ возрастает, что вызывает увеличение $t_{\text{у}}$ и уменьшение $t_{\text{г}}$ и $t_{\text{в}}$. Следовательно, для матрицы дискового типа степень регенерации изменяется по радиусу. Для правильной оценки степени регенерации матрицу следует разделить на концентрические кольца, для каждого кольца определить σ, а затем найти среднеобъемную по площади степень регенерации матрицы. Но, как показывает опыт проектирования, для реальных уплотняющих рамок и диска регенераторов ГТД удовлетворительная точность расчетов достигается при использовании средних по площади (по фронту матрицы) значений $t_{\text{г}}$, $t_{\text{в}}$, $t_{\text{у}}$.

Расчет σ по формуле (3.109) дает завышенный результат, так как не учитывается тепловой поток (передаваемый по массиву матрицы в направлении потоков теплоносителя), выравнивающий температуру массива матрицы.

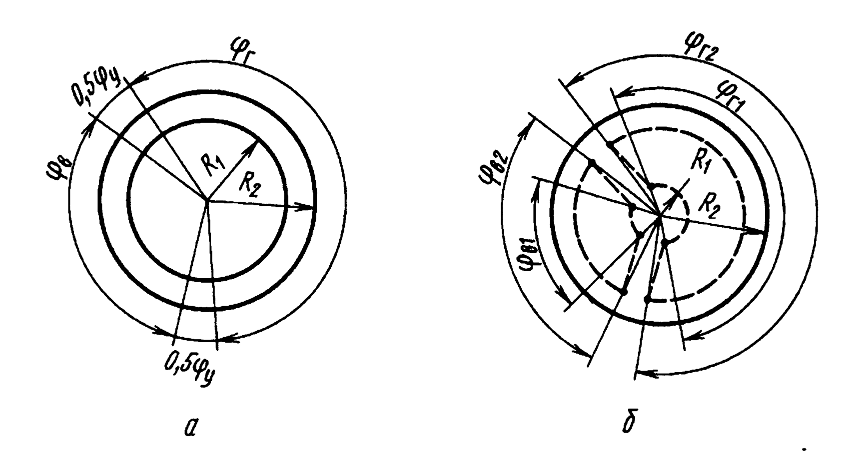


Рис. 3.26. Схема определения фаз периода:
а – матрица барабанного типа; *б* – матрица дискового типа; $\varphi_в$, $\varphi_г$, $\varphi_у$ – углы секторов матрицы в зонах каналов воздуха и газа и в зоне уплотнения соответственно; R_2 – наружный радиус; R_1 – внутренний радиус барабана или втулки

В общем случае воздух, проходя через регенератор, получает теплоту

$$Q = G_в c_p \sigma (T_{г1} - T_{в1}) - f_к \frac{\lambda}{L} (\theta_1 - \theta_2), \tag{3.110}$$

где $f_к$ — площадь поперечного сечения стенок каналов матрицы; L — глубина матрицы; θ_1 и θ_2 — температуры соответственно горячего и холодного торцов матрицы.

Уравнение (3.110) получено в предположении линейного по глубине матрицы изменения температуры. Более точный анализ подтверждает допустимость такого предположения. Принимая во внимание, что температуры воздуха и газа на выходе из матрицы близки к температуре матрицы в этом же месте ($T_{г1} = \theta_1$ и $T_{в2} = \theta_2$), и решая совместно уравнения теплового баланса для воздуха и газа и уравнение (3.110), можно получить степень регенерации, учитывающую теплопроводность матрицы:

$$\sigma_\lambda = \frac{\sigma + \lambda \dfrac{f_к}{L} \dfrac{1}{G_в c_p}}{1 + \dfrac{f_к}{L} \left(\dfrac{1}{G_в c_p} + \dfrac{1}{G_г c_p} \right) \lambda}. \tag{3.111}$$

В практических расчетах регенераторов с вращающейся матрицей часто используют [8] менее трудоемкий (но и менее

точный) метод, основанный на привлечении зависимости $\varepsilon = f\left(\frac{W_{min}}{W_{max}}; \frac{W_m}{W_{min}}; \mathrm{NTU}\right)$, характерные значения которой приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5. **Эффективность ε регенератора с вращающейся матрицей (степень регенерации σ)**

NTU	Значения ε при $W_{min}/W_{max} = 1$ и при W_m/W_{min}					NTU	Значения ε при $W_{min}/W_{max} = 0,9$ и при W_m/W_{min}				
	1	1,5	2	5	∞		1	1,5	2	5	∞
1	0,465	0,485	0,492	0,498	0,5	1	0,477	0,498	0,505	0,511	0,513
1,5	0,545	0,57	0,581	0,595	0,6	1,5	0,561	0,584	0,599	0,614	0,618
3	0,666	0,707	0,723	0,74	0,75	3	0,691	0,734	0,750	0,768	0,778
6	0,76	0,81	0,828	0,85	0,857	6	0,791	0,843	0,862	0,885	0,892
10	0,812	0,864	0,884	0,903	0,909	10	0,844	0,899	0,919	0,938	0,945

Для матрицы число единиц переноса теплоты

$$\mathrm{NTU} = \frac{1}{W_{min}}\left[\frac{1}{(\alpha F)_{\text{г}}} + \frac{1}{(\alpha F)_{\text{в}}}\right]^{-1}.$$

Водяной эквивалент матрицы определяется выражением

$$W_m = nc_m m,$$

где n — частота вращения матрицы, об/с.

Расчет регенератора с вращающейся матрицей по этому методу сводится к следующему. Для заданных условий теплообмена (определяемых скоростями теплоносителей и характеристикой поверхности теплообмена) и конкретных размеров поверхности теплообмена определяется параметр NTU. При этом коэффициенты теплоотдачи принимают постоянными и равными коэффициентам теплоотдачи, вычисленным по средним параметрам (скорости, температуре, давлению теплоносителя). Затем определяют для регенератора W_m/W_{min} и по зависимости от NTU находят ε (при необходимости методом интерполяции). Варьируя частоту вращения ротора, т. е. изменяя таким образом водяной эквивалент насадки, можно оценить изменение ε в зависимости от частоты вращения ротора.

Утечки теплоносителя. Для регенератора ГТД важно знать потери воздуха из воздушного тракта двигателя, приводящие к потерям мощности и снижению экономичности ГТД. Регенератор с

вращающейся матрицей характеризуется двумя видами утечек воздуха: переносом воздуха (заключенного во внутренних каналах матрицы при вращении матрицы) в газовую полость; утечками через уплотнения.

Утечки с переносом воздуха $\Delta G_{\text{п}}$ определяют приближенной зависимостью

$$\Delta G_{\text{п}} \approx V_{\text{р}}(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{г}})n,$$

где $V_{\text{р}}$ — объем пустот в роторе, заполняемых теплоносителем (пустоты в матрице и вспомогательные объемы типа различных карманов на входе и выходе из матрицы).

Утечки через контактные уплотнения зависят от перепада давлений Δp по обе стороны, глубины уплотнения в направлении движения утечек и зазора в уплотнении. Зазор в уплотнении определяется типом и качеством контактируемых поверхностей, а также усилием прижатия. Обычно зазор составляет несколько сотых долей миллиметра.

Расход через контактное уплотнение (режим истечения докритический) можно рассчитать, рассматривая движение среды через плоский зазор. Малый гидравлический диаметр зазора определяет ламинарный режим течения. Для течения через щель сопротивление щелевого канала

$$\Delta p_{\text{щ}} = \frac{96}{\text{Re}}\frac{H}{2\delta}\frac{\rho_{\text{щ}}c_{\text{щ}}^2}{2} \approx 12\mu H\frac{c_{\text{щ}}}{\delta^2};$$

расход среды через щелевой канал

$$\Delta G_{\text{щ}} = c_{\text{щ}}\rho_{\text{щ}}\delta L = \frac{\delta}{24H}\frac{p_1^2 - p_2^2}{\mu R T_{\text{щ}}}L,$$

где δ — высота зазора; $c_{\text{щ}}$ — средняя скорость среды в канале; L — длина контактной щели по фронту уплотнения; H — длина щелевого канала (глубина уплотнения); p_1 и p_2 — давления соответственно перед уплотнением и за ним; $T_{\text{щ}}$ — средняя температура потока на уплотнении.

Для реального уплотнения обычно трудно с достаточной точностью определить высоту зазора в уплотнении. Поэтому расход в уплотнении удобнее выразить через произведение некоторого размерного коэффициента и комплекса, составленного из измеряемых

параметрических величин, а именно

$$\Delta G_{\text{у}} = K_{\text{у}} L \frac{p_1^2 - p_2^2}{\mu R T_{\text{щ}}}.$$

При фиксированных значениях перепада давления и диапазона температуры утечки можно представить упрощенной зависимостью

$$\Delta G_{\text{у}} = K_{\text{у}}^* L.$$

Коэффициенты $K_{\text{у}}$ или $K_{\text{у}}^*$ определяются экспериментально. Например, при $p_1/p_2 = 3\ldots4$ и $T = 600\ldots700$ К можно принять $K_{\text{у}}^* = 0{,}030\ldots0{,}045$ кг/(с·м).

Потери трения. Вращение ротора в газовоздушной среде сопровождается затратами мощности на преодоление аэродинамического сопротивления омываемых поверхностей

$$\Delta N_{\text{а}} = \rho D^5 \omega^2,$$

где D — диаметр ротора; ω — угловая скорость.

Потери мощности на преодоление аэродинамического сопротивления ротора для регенератора пренебрежимо малы и в расчетах обычно не учитываются.

Потери на трение в уплотнениях, составляющие заметную долю всех потерь, определяют по зависимости

$$\Delta N_{\text{т}} = f_{\text{тр}} p_{\text{у}} w F_{\text{тр}},$$

где $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения; $p_{\text{у}}$ — удельное давление в уплотнении; w — относительная скорость контактирующих деталей; $F_{\text{тр}}$ — площадь контактной поверхности уплотнения.

Эйлеровы потери. Масса воздуха и газа на входе к ротору течет в осевом направлении без закрутки. Проходя по каналам матрицы, потоки приобретают ту же угловую скорость, что и ротор. На закрутку потока затрачивается мощность. Для матрицы дискового типа затраты мощности на закрутку потока (см. рис. 3.26, *б*)

$$\Delta N_{\text{э}} = \int\limits_{R_1}^{R_2} (\varphi_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_{\text{в}} + \varphi_{\text{г}} \rho_{\text{г}} c_{\text{г}}) \omega^2 R^3 dR = \frac{1}{4}(G_{\text{в}} + G_{\text{г}}) \omega^2 (R_1^2 + R_2^2);$$

для матрицы барабанного типа (см. рис. 3.24, *а*)

$$\Delta N_э = (G_в + G_г)\omega^2 R_2^2,$$

где R_1 и R_2 — соответственно начальный и наружный радиусы матрицы.

Выбор оптимальных размеров и частоты вращения матрицы. Степень регенерации и затраты мощности на регенератор зависят от частоты вращения ротора. Потери давления воздуха и газа в матрице (если пренебречь влиянием вращения на сопротивление каналов вследствие малых угловых скоростей вращения) непосредственно от частоты вращения ротора не зависят.

Для ротора заданных геометрических размеров выбор оптимального режима работы регенератора определяется характером изменения основных характеристик регенератора и ГТД в зависимости от частоты вращения n регенератора (рис. 3.27). С ростом n происходит увеличение σ, но при этом возрастают затраты мощности на регенератор и износ уплотнений. Начиная с некоторого n затраты мощности превалируют над повышением η_e вследствие небольшого увеличения σ. При $n_{опт}$ достигается максимальное значение $\eta_е$ с матрицей заданных размеров и заданным соотношением $\varphi_в/\varphi_г$. Изменяя отношение $\varphi_в/\varphi_г$, определяют такое его значение, при котором достигается максимум $\eta_е$ ГТД с регенератором данного размера; таким образом определяют относительный оптимум $\varphi_в/\varphi_г$ и n. Аналогичным образом находят относительный оптимум $\varphi_в/\varphi_г$ и n для других размеров матрицы (диаметра и ширины)

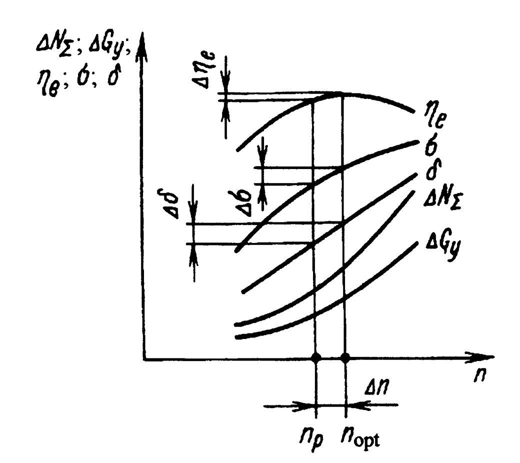


Рис. 3.27. Выбор оптимального режима работы регенератора с вращающейся матрицей:
η_e – КПД ГТУ; ΔN – суммарные затраты мощности на преодоление трения; δ – износ уплотнений; ΔG_y – утечки через уплотнения; σ – степень регенерации

при объеме матрицы $V = \mathrm{const}$. Изменение размеров матрицы отражается на уровне потерь давления воздуха и газа в результате изменения скоростей теплоносителей и протяженности каналов, а также на мощности привода ротора и утечках. Одновременно происходит изменение степени регенерации, вызываемое изменением коэффициента теплопередачи.

Последующий анализ заключается в выборе из рассмотренных вариантов, регенератора с такими параметрами, при которых ГТД с регенератором имеет максимальный КПД. Геометрические размеры такого регенератора, частота вращения, отношение $\varphi_{\text{в}}/\varphi_{\text{г}}$ соответствуют условиям абсолютного оптимума. При использовании ЭВМ процесс поиска оптимальных параметров существенно упрощается.

На основании анализа изменения определяющих параметров для варианта с оптимальными размерами отыскивается оптимальная конструкция. Во внимание принимаются компоновка регенератора, технология изготовления, прочность, эксплуатационные характеристики. Например, износ уплотнений при заданном ресурсе регенератора пропорционален частоте вращения n. Поскольку в области максимума КПД его значения изменяются незначительно, целесообразно принимать $n < n_{\text{опт}}$, несколько уменьшив КПД, но существенно понизив износ уплотнений.

3.3. Характеристики теплообменников ГТУ

Режим работы теплообменников непосредственно связан с режимом работы ГТУ. Для ГТУ характерна работа в широком диапазоне изменения рабочей нагрузки — от режима холостого хода до режима номинальной мощности. При этом в соответствии с законами термодинамического цикла ГТУ и способа регулирования изменяются массовый расход рабочего тела, температуры и давления в характерных сечениях газодинамического тракта. Аналогичным образом могут изменяться входные параметры теплообменников других энергоустановок. Поэтому рассматриваемые ниже положения являются характерными для теплообменников любых энергоустановок.

Изменения режима работы теплообменников связаны с переходом на новый уровень входных параметров: давлений, температур и расходов теплоносителей. В результате изменяются тепловая нагрузка теплообменного аппарата и затраты циркуляционной мощности на преодоление его сопротивления.

Работа теплообменника как энергетического агрегата может быть оценена изменением циркуляционной мощности в зависимости от тепловой нагрузки. Но для цикловых теплообменников такая характеристика явно не удобна, поскольку теплообменник поддерживает на некотором уровне температуру рабочего тела энергоустановки. В качестве его рабочей характеристики более целесообразно выбирать зависимости таких величин, которые связывают характерные температуры с определяющими параметрами ГТУ, например с мощностью установки или расходом рабочего тела. Другой характеристикой должна быть зависимость потерь давления от тех же определяющих параметров.

Тепловая производительность непосредственно связана с нагревом или охлаждением теплоносителей и характеризуется степенью охлаждения θ или регенерации σ, а в более широком плане — эффективностью ε теплообменника (см. (3.24а) и (3.24б)); потери давления и затраты циркуляционной мощности определяются зависимостями (2.65) и (1.14). Очевидно, что при изменении расхода теплоносителей, температур и давлений на входе изменятся также эффективность теплообменника, потери давления теплоносителей и циркуляционная мощность. Но эти изменения в теплообменнике оказывают воздействие на параметры и рабочие характеристики ГТУ. Например, потери давления в промежуточном воздухоохладителе при общей неизменной степени повышения давления в блоке компрессоров приводят к изменению температуры за компрессорами. Поэтому потери давления в воздухоохладителе отражаются не только на работе цикла ГТУ, но и на подведенной с топливом теплоте в камере сгорания. Следовательно, необходима более общая характеристика, связывающая показатели работы теплообменника и ГТУ. Общий подход к проблеме был предложен М.Д. Новиковым.

3.3.1. Обобщенные характеристики

Регенератор. При введении регенератора в схему установки уменьшается подведенная с топливом теплота q за счет возврата в цикл части теплоты уходящих газов, но вместе с тем уменьшается и работа L в связи с использованием части работы газотурбинного цикла на преодоление сопротивления в регенераторе. Воздействие этих факторов на изменение КПД цикла η_e можно установить, продифференцировав уравнение для КПД по этим параметрам:

$$d\eta_e = d\left(\frac{L}{q}\right) = \frac{\partial \eta_e}{\partial L}\,dL + \frac{\partial \eta_e}{\partial q}\,dq = \frac{dL}{q} - \frac{L}{q^2}\,dq \qquad (3.112)$$

или в форме конечных приращений

$$\Delta\eta_{\text{e}} = \frac{\Delta L - \eta_{\text{e}}\Delta q}{q}. \qquad (3.113)$$

Уравнение (3.113) справедливо лишь в пределах малых отклонений ΔL и Δq. Однако оно показывает масштабную связь параметров L и q и позволяет определить их совместное влияние на изменение КПД установки.

С учетом этого комплексное влияние регенератора на КПД можно представить выражением для теплоты, фактически полезно используемой в цикле ГТУ с реальным регенератором:

$$H_{\text{р}} = H_0 - H_{\text{c}}/\eta_{\text{e}}, \qquad (3.114)$$

где H_0 — теплота регенерации, возвращаемая в цикл при идеальном регенераторе; H_{c} — теплоперепад, расходуемый на покрытие потерь давления в регенераторе.

Теплоперепад H_{c} приводит к уменьшению полезной работы турбины (если потери давления отнести к турбине) или к увеличению работы компрессора (если потери давления отнести к компрессору). С достаточной для практических расчетов точностью изменение работы цикла ГТУ составит

$$H_{\text{c}} = c_p\frac{T_{\text{к}}}{\eta_{\text{к}}}\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)\left(\Delta\overline{p}_{\text{x}} + \Delta\overline{p}_{\text{г}}\right) = c_p\frac{T_{\text{к}}}{\eta_{\text{к}}}\overline{m}\Delta\overline{p}_{\text{р}\Sigma}, \qquad (3.115)$$

где $\overline{m} = \dfrac{\kappa-1}{\kappa}$; $\Delta\overline{p}_{\text{x}} + \Delta\overline{p}_{\text{г}} = \Delta\overline{p}_{\text{р}\Sigma}$.

Теплота H_0 идеального регенератора определяется через располагаемый температурный напор $(T_{\text{т}} - T_{\text{к}})$ и степень регенерации σ:

$$H_0 = c_p(T_{\text{т}} - T_{\text{к}})\sigma.$$

На основании уравнения (3.114) получаем

$$\frac{H_{\text{р}}}{c_p(T_{\text{т}} - T_{\text{к}})} = \sigma - \frac{\overline{m}T_{\text{к}}\Delta\overline{p}_{\text{р}\Sigma}}{\eta_{\text{e}}\eta_{\text{к}}c_p(T_{\text{т}} - T_{\text{к}})}, \qquad (3.116)$$

где $T_{\text{т}}$ и $T_{\text{к}}$ — температуры за турбиной и компрессором соответственно.

Выражение $\dfrac{H_\text{р}}{c_p(T_\text{т} - T_\text{к})}$ представляет собой отношение количества теплоты процесса регенерации, обеспечивающей повышение КПД цикла в реальном регенераторе, к максимально возможной теплоте регенерации. Это отношение фактически определяет характеристику реального регенератора в цикле ГТУ и называется эффективной степенью регенерации $\sigma_\text{э}$. Тогда

$$\sigma_\text{э} = \sigma - \frac{\overline{m} T_\text{к} \Delta \overline{p}_{\text{р}\Sigma}}{\eta_\text{e} \eta_\text{к} c_p (T_\text{т} - T_\text{к})}. \tag{3.117}$$

При отсутствии потерь в регенераторе $\sigma_\text{э} = \sigma$. Эффективная степень регенерации $\sigma_\text{э}$ представляет собой обобщенную характеристику регенератора. При практических расчетах уравнение (3.117) иногда представляют в виде

$$\sigma_\text{э} = \sigma - \frac{\Delta L}{c_p (T_\text{т} - T_\text{к}) \eta_\text{e}}, \tag{3.118}$$

где ΔL — потери работы в цикле ГТУ вследствие сопротивления регенератора, рассчитываемые по результатам экспериментальных измерений при испытаниях ГТУ или аналитически.

Охладитель. Для газотурбинного цикла с одним промежуточным охлаждением эффект $H_\text{ох}$ от введения промежуточного воздухоохладителя по аналогии с уравнением (3.114) можно представить выражением

$$H_\text{ох} = \frac{H_0}{\eta_\text{e}} - \frac{H_\text{c}}{\eta_\text{e}} - H_q,$$

где H_0 — увеличение работы цикла вследствие уменьшения работы компрессора высокого давления при снижении температуры воздуха перед ним; H_c — затраты работы цикла на преодоление сопротивления в воздухоохладителе по воздушной стороне (потери давления и затраты циркуляционной мощности по воде сравнительно малы и в этом анализе не приняты во внимание, но могут быть учтены впоследствии); H_q — дополнительное количество теплоты, которое следует ввести в цикл вследствие снижения температуры воздуха за блоком компрессоров из-за охлаждения.

На основании анализа газотурбинного цикла с одним реальным промежуточным охладителем можно получить выражение для эф-

фективной степени охлаждения, подобное уравнению (3.117),

$$\theta_э = \theta - \frac{\overline{m}T_{к1}\Delta\overline{p}}{(T_{к1} - T_0)\left[\dfrac{T_х}{T_{к2}}(1 - \eta_e) - 1\right]\eta_{к1}}, \qquad (3.119)$$

где $\Delta\overline{p}$ — относительная потеря давления воздуха в охладителе; $T_{к1}$, $T_{к2}$, $T_х$, T_0 — температуры за КНД, КВД, промохладителем и охлаждающей среды на входе соответственно; $\eta_к$ — КПД компрессора низкого давления.

Второе слагаемое в уравнении (3.119) характеризует отношение потерь работы (связанной с потерями давления) к теплоте, которую может передать идеальный воздухоохладитель при охлаждении воздуха до начальной температуры T_0 охлаждающей воды. При отсутствии потерь в воздухоохладителе $\theta_э = \theta$. В практических расчетах второе слагаемое в уравнении (3.119) часто определяют по результатам фактических измерений.

Характеристики охладителей. Характеристика охладителя описывается зависимостью (3.119) и может быть представлена в виде

$$\theta_э = \theta - \Delta\overline{p}B,$$

где

$$B = \frac{\overline{m}T_{к1}}{(T_{к1} - T_0)\left[\dfrac{T_х}{T_{к2}}(1 - \theta_э) - 1\right]\eta_{к1}}.$$

При описании нового режима работы значение B изменяется. Но для ее расчета все необходимые параметры могут быть взяты по характеристикам ГТУ. Значения величин θ и $\Delta\overline{p}$ при расчете нового режима работы также изменяются. В явном виде они не задаются режимом работы ГТУ, поэтому нужно найти зависимости θ и $\Delta\overline{p}$ от режима работы, а затем построить характеристику охладителя. На основании уравнений теплового баланса и теплопередачи для противоточной схемы движения теплоносителей

$$F = \frac{W_г}{K\left(1 - \dfrac{W_г}{W_х}\right)} \ln \frac{1 - \dfrac{W_г}{W_х}\theta}{1 - \theta}; \qquad (3.120)$$

при $W_х \gg W_г$ $F = \dfrac{W_г}{K} \ln \dfrac{1}{1-\theta}$.

При сложных схемах перекрестного тока коэффициент K умножают на коэффициент ψ, зависимый от схемы движения и соотношения температур. При изменении режима работы коэффициент ψ также изменяется. Вводя $\overline{W} = W_г/W_х$ и решая уравнение (3.120) относительно θ, получаем удобную для анализа зависимость

$$\theta = \frac{1-e^{-b}}{1-\overline{W}e^{-b}}, \tag{3.121}$$

где $b = FK\dfrac{1-\overline{W}}{W_г}$; при $W_х \gg W_г$ $\theta = 1 - e^{-b_0}$, $b_0 = \dfrac{FK}{W_г} = \mathrm{NTU}$.

Для исходного (индекс "и") и произвольного режимов справедливо равенство

$$\frac{W_{г.и}}{K_и(1-\overline{W})} \ln \frac{1-\overline{W}_и\theta_и}{1-\theta_и} = \frac{W_г}{K(1-\overline{W})} \ln \frac{1-\overline{W}\theta}{1-\theta}.$$

Отсюда искомая связь степеней охлаждения для двух режимов следующая:

$$\theta = \frac{\left(\dfrac{1-\overline{W}_и\theta_и}{1-\theta_и}\right)^D - 1}{\left(\dfrac{1-\overline{W}_и\theta_и}{1-\theta_и}\right)^D - \overline{W}}, \tag{3.122}$$

где $D = \dfrac{W_{г.и}}{W_г}\dfrac{K}{K_и}\dfrac{1-\overline{W}}{1-\overline{W}_и}$.

Таким образом, изменение степени охлаждения определяется изменением D и $\overline{W}$.

Для воздухоохладителя, охлаждаемого водой, коэффициент теплопередачи практически линейно зависит от коэффициента теплоотдачи $\alpha_г$ по стороне охлаждаемого теплоносителя: $K \approx \mathrm{const}\,\alpha_г$. Поэтому $\dfrac{K}{K_и} = \dfrac{\alpha_г}{\alpha_{г.и}}$. Для турбулентного режима течения охлаждаемого теплоносителя в каналах для двух режимов работы ГТУ $\dfrac{K}{K_и} = \dfrac{\lambda}{\lambda_и}\left(\dfrac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_и}\right)^{0,8}$.

Принимая во внимание связь вязкости и теплопроводности с температурами теплоносителя (см. уравнение (3.1)), имеем

$$\frac{K}{K_{и}} = \left(\frac{T}{T_{и}}\right)^{0,276} \left(\frac{G}{G_{и}}\right)^{0,8},$$

а при поперечном обтекании трубного пучка

$$\frac{K}{K_{и}} = \left(\frac{T}{T_{и}}\right)^{0,385} \left(\frac{G}{G_{и}}\right)^{0,64}.$$

Изменение относительных потерь давления

$$\frac{\Delta\overline{p}}{\Delta\overline{p}_{и}} = \frac{\xi}{\xi_{и}} \left(\frac{G_{г}}{G_{г.и}}\right)^2 \left(\frac{p_{и}}{p}\right)^2 \frac{T}{T_{и}}.$$

При анализе многоходовых перекрестно-точных схем движения теплоносителей в формулу для D (см. выражение (3.122)) необходимо ввести поправочный множитель $\psi/\psi_{и}$, который существенно зависит от температур теплоносителей. Его находят методом последовательных приближений.

В практических расчетах часто используют метод, основанный на аппроксимации среднелогарифмической разности температур линейной функцией

$$\Delta T = \Delta T_{max} - a\Delta T_{м} - 0,65\Delta T_{б}, \tag{3.123}$$

где $\Delta T_{max} = T_{г.вх} - T_{х.вх}$ — максимальная разность температур теплоносителей в теплообменнике; $\Delta T_{м}$ и $\Delta T_{б}$ — соответственно меньшее и большее изменение температур теплоносителей.

Коэффициент a зависит от схемы движения теплоносителей: $a = 0,65$ — для прямотока; $a = 0,35$ — для противотока; $a = 0,55 \ldots 0,45$ — для перекрестного тока. Уравнение (3.123) дает погрешность в пределах требуемой точности вычислений. При использовании уравнения (3.123) совместным решением уравнений теплового баланса и теплопередачи можно получить удобную зависимость характерных величин для теплообменника

$$\frac{Q}{\Delta T_{max}} = \left(\frac{a}{W_1} + \frac{0,65}{W_2} + \frac{1}{KF}\right)^{-1}, \tag{3.124}$$

где W_1 и W_2 — водяные эквиваленты теплоносителей, характеризуемые, соответственно бо́льшим и меньшим изменением температур.

Для охладителя уравнение (3.124) принимает вид

$$\theta = \left[a + 0{,}65\frac{W_г}{W_х} + \frac{W_г}{KF}\right]^{-1}.$$

В охладителях стационарных ГТУ расчетная степень охлаждения назначается обычно не ниже 0,9. При уменьшении расхода воздуха степень охлаждения возрастает, а при уменьшении расхода охлаждающей воды — уменьшается. Однако в количественном отношении эти изменения сравнительно небольшие и практически мало влияют на температуру воздуха после охладителя. Обычно более эффективным является изменение начальной температуры воды.

Обратимся к конкретным примерам, используя результаты исследований Г.Г. Ольховского. Стационарная ГТУ ГТ-25-700 включает воздухоохладитель, встроенный между двумя каскадами компрессора, со степенями повышения давления $\pi = 3{,}216$ и $\pi = 3{,}1$. Номинальный расход воздуха через воздухоохладитель составляет около 196 кг/с, сопротивление секции воздухоохладителя — 2,5 %. Потери в воздухоохладителе обусловливают снижение КПД установки. Изменение нагрузки ГТУ от номинальной до нагрузки на режиме холостого хода сопровождается некоторым увеличением расхода G воздуха, что практически не отражается на степени охлаждения, но приводит к росту относительного сопротивления вследствие снижения давления воздуха.

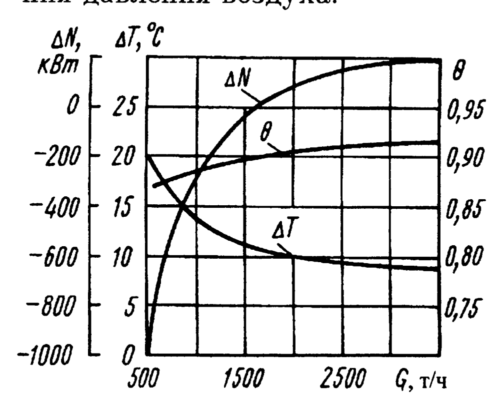


Рис. 3.28. Зависимость параметров воздухоохладителя от расхода G охлаждающей воды

На рис. 3.28 показана зависимость параметров воздухоохладителя от расхода G охлаждающей воды. На номинальном режиме расход воды $G = 1510$ т/ч. Увеличение расхода воды до бесконечно большого значения приводит к снижению температуры ΔT воздуха за воздухоохладителем всего на 4 К; при этом увеличение степени охлаждения θ составляет чуть более 1 %. Это объясня-

ется тем, что водяной эквивалент воды примерно в 10 раз больше водяного эквивалента воздуха и практически уже не влияет на характеристику воздухоохладителя. Отметим, что уменьшение коэффициента теплоотдачи (вследствие загрязнения поверхности при работе) на 10 % вызывает увеличение температуры за воздухоохладителем также на 4 К. Увеличение расхода воды до 2500 кг/с приводит к понижению температуры за воздухоохладителем на 3 К, снижению затрат мощности на компрессоры и увеличению полезной мощности ГТУ примерно на 175 кВт, но требует примерно такого же увеличения мощности насосов линии водоснабжения. А при уменьшении расхода воды до 500 кг/с происходит достаточно резкое повышение потерь мощности ГТУ вследствие повышения температуры воздуха перед КВД.

Воздухоохладитель ГТУ ГТ-100-750 включает в себя две секции: теплофикационную и циркуляционную. На расчетном режиме температура воды на входе в теплофикационную секцию равна 343 К, в циркуляционную — 306 К. При работе в теплофикационном режиме расход воды через теплофикационную секцию составляет 1550 т/ч, через циркуляционную — 1400 т/ч. В циркуляционном режиме работы расход воды через обе секции равен 2000 т/ч. Результаты расчетов, подтвержденные испытаниями ГТУ, показывают, что уменьшение расхода воздуха через воздухоохладитель примерно на 10 % приводит к увеличению степени охлаждения θ от 0,9 до 0,94; а с уменьшением расхода воды вдвое степень охлаждения снижается примерно на 20 %.

В реальных условиях эксплуатации ГТУ расход охлаждающей воды не связан непосредственно с режимом работы ГТУ и остается практически неизменным в широком диапазоне изменения режима работы.

В промежуточных охладителях транспортных ГТУ охлаждающей средой является атмосферный воздух низкого давления, нагнетаемый низконапорным вентилятором. Обычно водяные эквиваленты охлаждаемой и охлаждающей среды соизмеримы. Поэтому в расчетах степени охлаждения необходимо принимать во внимание изменение расхода охлаждающего воздуха и его влияние на изменение коэффициента теплопередачи. Влияние эффективности охладителя на КПД установки определяется через эффективную степень охлаждения. Кроме того, отдельно рассчитывают затраты циркуляционной

мощности на привод вентилятора охлаждающего воздуха, которые могут быть значительными.

В воздухоохладителях, охлаждаемых водой, в качестве теплообменной поверхности используют оребренную трубную поверхность (воздухоохладитель ГТУ ГТ-100-750) или пластинчато-ребристую поверхность с односторонним оребрением. Поэтому принимают во внимание не только изменение коэффициента теплоотдачи по стороне воздуха, но и изменение эффективности оребренной поверхности. Обычно используются критериальные уравнения вида $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re})$, где число Nu определяется с учетом эффективности оребренной поверхности. Однако при построении характеристики воздухоохладителя можно не учитывать изменение эффективности оребренной поверхности на первой стадии расчетов, проведя корректировку на окончательном этапе, поскольку на расчетном режиме эффективность оребрения оказывается близкой к единице. Снижение коэффициента теплоотдачи с уменьшением расхода охлаждаемого воздуха вызывает рост эффективности оребренной поверхности, который при высокой исходной эффективности оказывается небольшим, поэтому иногда его можно не принимать во внимание.

При оценке характеристик воздухоохладителя в условиях длительной эксплуатации принимается во внимание влияние загрязнения на теплогидравлические характеристики поверхности теплообмена.

Характеристики регенераторов. Для регенератора связь между $W_\text{г}$, $W_\text{х}$, σ и F устанавливается уравнением типа (3.20):

$$F = \frac{W_\text{х}}{\psi\left(\dfrac{W_\text{х}}{W_\text{г}} - 1\right)} \ln \frac{1-\sigma}{\left(1 - \dfrac{W_\text{х}}{W_\text{г}}\right)\sigma}, \tag{3.125}$$

где ψ — поправка на схему движения теплоносителей.

В наиболее распространенном случае, когда водяные эквиваленты теплоносителей равны

$$F = \frac{W_\text{х}}{\psi K}\frac{\sigma}{1-\sigma}, \tag{3.126}$$

между σ для двух режимов работы ГТУ существует зависимость

$$\frac{\sigma}{\sigma_\text{и}} = \left[\sigma_\text{и} + (1-\sigma_\text{и})\frac{G}{G_\text{и}}\frac{K_\text{и}}{K}\frac{\psi_\text{и}}{\psi}\right]^{-1}. \tag{3.127}$$

Для гладкотрубной поверхности регенератора, пренебрегая термическим сопротивлением стенки, получаем коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{\alpha_г \alpha_х}{\alpha_г + \alpha_х}, \qquad (3.128)$$

где $\alpha_г$ и $\alpha_х$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно по сторонам горячего и холодного теплоносителей.

В случае турбулентного режима течения при продольной схеме движения отношения коэффициентов теплоотдачи для двух режимов работы регенератора (с учетом влияния T на μ и λ) составляют

$$\frac{\alpha_х}{\alpha_{хи}} = \left(\frac{G}{G_и}\right)^{0,8} \left(\frac{T_х}{T_{хи}}\right)^{0,294}; \qquad (3.129)$$

$$\frac{\alpha_г}{\alpha_{ги}} = \left(\frac{G}{G_и}\right)^{0,8} \left(\frac{T_г}{T_{ги}}\right)^{0,294}. \qquad (3.130)$$

Если газ обтекает трубный пучок в поперечном направлении, то

$$\frac{\alpha_г}{\alpha_{ги}} = \left(\frac{G}{G_и}\right)^{0,64} \left(\frac{T_г}{T_{ги}}\right)^{0,385}. \qquad (3.131)$$

Отношение коэффициентов теплопередачи для двух режимов работы регенератора можно получить при совместном анализе выражений (3.128)–(3.130) или (3.131). Для перекрестного тока отношение коэффициентов

$$\frac{K_и}{K} = \left(\frac{G_и}{G}\right)^{0,8} \left(\frac{T_{хи}}{T_х}\right)^{0,294} (\alpha_{ги} + \alpha_{хи})^{-1} \times$$
$$\times \left[\alpha_{ги} + \alpha_{хи} \left(\frac{G}{G_и}\right)^{0,16} \left(\frac{T_х}{T_{хи}}\right)^{0,294} \left(\frac{T_{ги}}{T_г}\right)^{0,385}\right]$$

или приближенно

$$\frac{K_и}{K} = \left(\frac{G_и}{G}\right)^{0,68} \left(\frac{T_{хи}}{T_х}\right)^{0,08} \left(\frac{T_{ги}}{T_г}\right)^{0,26}.$$

Для продольного тока коэффициенты теплопередачи можно представить также приближенной зависимостью

$$\frac{K_и}{K} = \left(\frac{G_и}{G}\right)^{0,8} \left(\frac{T_{хи}}{T_х}\right)^{0,06} \left(\frac{T_{ги}}{T_г}\right)^{0,16}.$$

Если отношение коэффициентов теплопередачи ввести в уравнение (3.127), то для схемы противотока получим

$$\frac{\sigma}{\sigma_и} = \left[\sigma_и + (1-\sigma_и)\left(\frac{G}{G_и}\right)^{0,20}\left(\frac{T_{хи}}{T_х}\right)^{0,06}\left(\frac{T_{ги}}{T_г}\right)^{0,16}\right]^{-1},$$

а для схемы перекрестного тока —

$$\frac{\sigma}{\sigma_и} = \left[\sigma_и + (1-\sigma_и)\left(\frac{G}{G_и}\right)^{0,32}\left(\frac{T_{хи}}{T_х}\right)^{0,08}\left(\frac{T_{ги}}{T_г}\right)^{0,26}\frac{\psi_и}{\psi}\right]^{-1}.$$

В общем случае, когда расходы холодного и горячего теплоносителей отличаются значительно и на режимах частичной мощности это различие изменяется, удобнее использовать применительно к регенератору зависимость (3.122), т.е.

$$\sigma = \frac{\left(\dfrac{1-\sigma_и}{1-\overline{W}_и\sigma_и}\right)^B - 1}{\left(\dfrac{1-\sigma_и}{1-\overline{W}_и\sigma_и}\right)^B\overline{W} - 1},$$

где $B = \dfrac{W_{хи}}{W_х}\dfrac{K\psi(\overline{W}-1)}{K_и\psi_и(\overline{W}_и-1)}$; $\overline{W} = \dfrac{W_х}{W_г}$.

В ЗГТУ распространенным способом регулирования мощности является изменение массового расхода при сохранении характерных температур и отношений давлений в цикле неизменными. В этом случае между коэффициентами теплопередачи устанавливается связь, определяемая только изменением расходов. Например, для параллельного тока

$$B = \left(\frac{G}{G_и}\right)^{-0,2}\frac{\overline{W}-1}{\overline{W}_и-1}.$$

При практических расчетах изменение степени регенерации для любого случая удобно вести с использованием уравнения (3.124), которое для регенератора принимает вид

$$\sigma = \left[a\frac{W_х}{W_г} + 0,65 + \frac{W_х}{KF}\right]^{-1}.$$

Характер изменения σ при переходе ГТУ с номинального на режим холостого хода можно проиллюстрировать данными табл. 3.6.

Таблица 3.6. **Изменение степени регенерации σ одновальной ГТУ открытого цикла в зависимости от способа регулирования**

Режим	Способ регулирования ГТУ					
	$T = \mathrm{const}$			$n = \mathrm{const}$		
Номинальный	0,3	0,5	0,7	0,3	0,5	0,7
Холостого хода:						
противоток	0,357	0,562	0,749	0,287	0,488	0,69
перекрестный ток	0,395	0,595	0,77	0,28	0,478	0,682

Относительные потери давления по каждому теплоносителю при фиксированной геометрии поверхности теплообмена зависят от расхода теплоносителя G, числа Re, давления и температуры теплоносителей. При переходе к новому режиму взаимосвязь относительных потерь давления определится выражением

$$\Delta\overline{p} = \Delta\overline{p}_{\text{и}} \left(\frac{\mathrm{Re}_{\text{и}}}{\mathrm{Re}}\right)^{0,25} \left(\frac{G}{G_{\text{и}}}\right)^2 \left(\frac{p_{\text{и}}}{p}\right)^2 \frac{T}{T_{\text{и}}}.$$

На рис. 3.29 приведена зависимость эффективности регенерации от нагрузки N_{e} по результатам испытаний регенератора ГТУ ГТ-25-700. В связи с практически постоянным расходом теплоносителей через регенератор степень регенерации $\sigma = \mathrm{const}$, а эффективная степень регенерации $\sigma_{\text{э}}$ понижается и при нагрузке около 11 МВт обращается в нуль. Это объясняется тем, что относительные потери давления снижаются незначительно, а располагаемый температурный напор уменьшается. В результате на режиме $N_{\text{e}} = 11$ МВт экономия топлива от подогрева воздуха в регенераторе балансируется понижением КПД вследствие затрат энергии на преодоление сопротивления регенератора.

Регенератор с вращающейся матрицей с термодинамической точки зрения ничем не отличается от рекуперативного регенератора, подробно рассмотренного выше. Некоторые особенности работы такого регенератора на режимах частичной мощности связаны с тем, что каждый режим работы может характеризоваться новыми значениями частоты вращения матрицы, утечек воздуха, потерь на трение. В целом работу регенератора следует оценивать по эффективной степени регенерации $\sigma_{\text{э}}$. В уравнении (3.118) величина ΔL включает в себя все потери энергии, в том числе и от утечек воздуха.

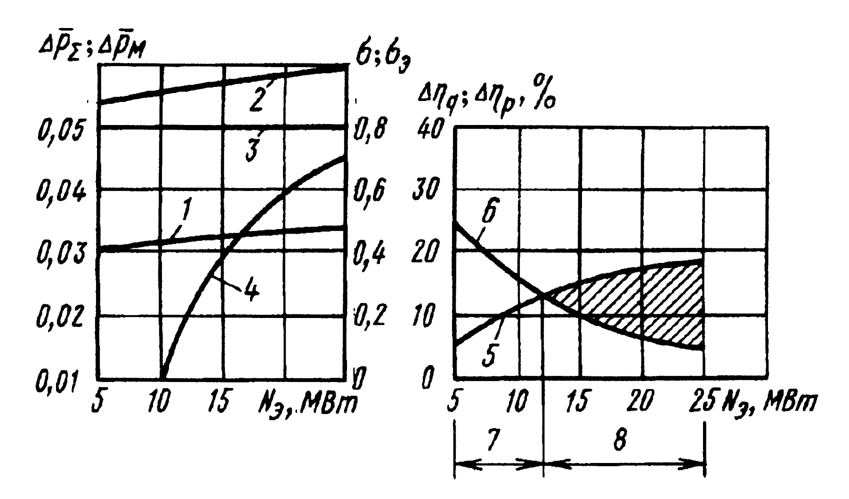


Рис. 3.29. Зависимость эффективности регенератора теплоты уходящих газов ГТУ ГТ-25-700 ЛМЗ от нагрузки (по результатам испытаний):

1 – относительные потери давления в матрице $\Delta\bar{p}_м$; *2* – относительные потери давления в регенераторе $\Delta\bar{p}_\Sigma$; *3* – степень регенерации σ; *4* – эффективная степень регенерации $\sigma_э$; *5* – увеличение КПД $\Delta\eta_e$ вследствие регенеративного подогрева; *6* – снижение КПД $\Delta\eta_e$ вследствие потерь давления в регенераторе; *7* – область перерасхода топлива; *8* – область экономии топлива

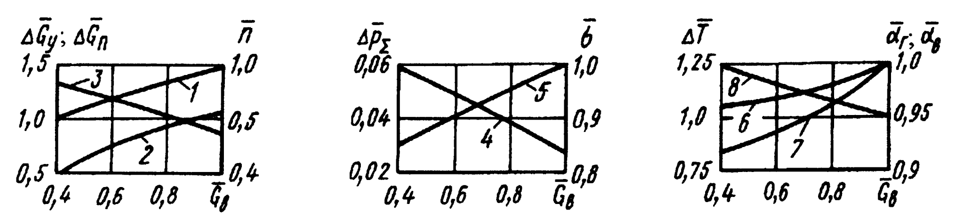


Рис. 3.30. Изменение основных характеристик регенератора с вращающейся матрицей при изменении расхода воздуха на входе в компрессор ГТД (приведено в относительных единицах):

1 – частота вращения $\bar{n}$; *2* – утечки воздуха с переносом $\Delta\bar{G}_п$; *3* – утечки через уплотнения $\Delta\bar{G}_у$; *4* – суммарные потери давления $\Delta\bar{p}_\Sigma$; *5* – степень регенерации $\bar{\sigma}$; *6* – коэффициент теплоотдачи по стороне газа $\bar{\alpha}_г$; *7* – коэффициент теплоотдачи по стороне воздуха $\bar{\alpha}_в$; *8* – температурный напор $\Delta\bar{T}$

Расчет изменения степени регенерации σ удобнее проводить упрощенным методом на основе кривых $\varepsilon = f(\mathrm{NTU})$, а потери давления, утечки воздуха, потери трения — определять по расчетным зависимостям для каждого режима.

На рис. 3.30 показано изменение основных характеристик регенератора с вращающейся матрицей при изменении относительного расхода $\bar{G}_в$ воздуха в системе двухвальной ГТУ со свободной силовой

турбиной. Изменение относительного расхода воздуха дано в пределах от $\overline{G} = 1$ при номинальной мощности до $\overline{G} = 0{,}4$ при режиме холостого хода. Частота вращения матрицы уменьшается при снижении нагрузки ГТУ. Возможен также способ регулирования ГТУ, при котором частота вращения матрицы независима от режима работы и регулируется по отдельной программе.

3.4. Эксергетический метод анализа теплообменных аппаратов

В инженерной практике последнего времени, особенно в области проектирования теплообменных аппаратов химической и металлургической промышленности, все более широкое распространение находит эксергетический метод анализа. Рассмотрим вкратце некоторые возможности этого метода.

В теплообменном аппарате теплота от горячего (охлаждаемого) теплоносителя передается холодному (нагреваемому) или рассеивается в окружающую среду. Если получаемую холодным теплоносителем теплоту в дальнейшем используют в созидательных целях, важно знать качество этой теплоты. Характеристикой качества теплоты является эксергия [2]

$$Э = q - T_0 \int \frac{dq}{T}.$$

Эксергия Э теплового потока q при температуре T определяется количеством работы, которое может быть получено в обратимом процессе переноса энтропии, характеризующей тепловой поток, на уровень температуры окружающей среды T_0 [2]. Эксергия Э является мерой превращения теплоты в работу при данных температурах T и T_0. Перенос теплоты в теплообменном аппарате приводит к убыванию эксергии охлаждаемого и возрастанию эксергии нагреваемого теплоносителей. Вследствие необратимых явлений, сопровождающих теплопередачу, возрастание эксергии нагреваемого теплоносителя оказывается меньше убывания эксергии охлаждаемого теплоносителя даже при совершенной тепловой изоляции ($Q_г = Q_х$), в результате происходит потеря П эксергии системы “теплообменный аппарат” и соответствующее приращение энтропии ΔS системы

$$П = Э_г - Э_х = T_0 \int \frac{dq}{T_г} - T_0 \int \frac{dq}{T_х} = \Delta S_\Sigma T_0.$$

Здесь индексы "г" и "х" относятся к горячему и холодному теплоносителям соответственно.

Потери П эксергии в хорошо теплоизолированном теплообменном аппарате являются следствием передачи теплоты при конечной разности температур (необходимое условие протекания теплообмена), потерь давления теплоносителей в каналах теплообменника, а также обратного теплового потока вдоль поверхности теплообмена (теплопроводности) — от более нагретой ее части к холодной. Доминирующую роль играют первые два вида потерь. При определении суммарных потерь эксергии используют принцип аддитивности.

Для выделения потерь эксергии при конечной разности температур рассмотрим идеализированный противоточный теплообменник, в котором потери давления теплоносителей отсутствуют. Если теплоноситель — идеальный газ ($dq = TdS$), то

$$\Pi = T_0 \left[G_{\text{г}} c_{p\text{г}} \int\limits_{T_{\text{г}1}}^{T_{\text{г}2}} \frac{dT}{T} + G_{\text{х}} c_{p\text{х}} \int\limits_{T_{\text{х}1}}^{T_{\text{х}2}} \frac{dT}{T} \right] = T_0 \left[W_{\text{г}} \ln \frac{T_{\text{г}2}}{T_{\text{г}1}} + W_{\text{х}} \ln \frac{T_{\text{х}2}}{T_{\text{х}1}} \right]. \quad (3.132)$$

Здесь индексами "1" и "2" обозначены параметры теплоносителей на входе и выходе из теплообменного аппарата соответственно.

Использование выражения эффективности ε теплообменного аппарата (3.24), а также уравнения теплового баланса позволяет преобразовать уравнение (3.132):

$$\Pi = W_{\text{г}} T_0 \ln \left[1 - \left(1 - \frac{T_{\text{х}1}}{T_{\text{г}1}} \right) \varepsilon \right] \left[1 + \frac{\varepsilon}{\overline{W}} \left(\frac{T_{\text{г}1}}{T_{\text{х}1}} - 1 \right) \right]^{\overline{W}}, \quad (3.133)$$

где $\overline{W} = \dfrac{W_{\text{х}}}{W_{\text{г}}} > 1$.

В предельном случае для теплообменного аппарата с бесконечной площадью поверхности теплообмена

$$\Pi = W_{\text{г}} T_0 \ln \frac{T_{\text{х}1}}{T_{\text{г}1}} \left[1 + \frac{1}{\overline{W}} \left(\frac{T_{\text{г}1}}{T_{\text{х}1}} - 1 \right) \right]^{\overline{W}}. \quad (3.134)$$

Уравнение (3.133) показывает, что на потери эксергии оказывают влияние отношения температур теплоносителей на входе в теплообменник, отношения водяных эквивалентов и эффективность теплообменника, что демонстрируется результатами расчета, представленными в табл. 3.7.

Таблица 3.7. **Влияние $\frac{T_{г1}}{T_{х1}}$, ε и $\overline{W}$ на $\frac{П}{T_0 W_г}$**

$\overline{W}$	$\frac{T_{г1}}{T_{х1}}$	$\frac{П}{T_0 W_г}$		$\frac{П/(T_0 W_г)}{[П/(T_0 W_г)]^*}$	
		$\varepsilon = 0,75$	$\varepsilon = 0,95$	$\varepsilon = 0,75$	$\varepsilon = 0,95$
1,001	1,2	0,00595	0,00157	3,78	1,0
	1,5	0,030	0,0077	19,1	4,9
	1,75	0,0585	0,015	37,26	9,55
	2,0	0,0897	0,0233	57,13	14,84
1,5	1,2	0,00914	0,00652	5,82	4,153
	1,5	0,04697	0,03178	29,92	20,24
	1,75	0,0896	0,060	57	40
	2,0	0,138	0,0915	87,9	58,3

Примечание. Значение $[П/(T_0 W_г)]^*$ определено при $\overline{W} = 1,001$; $T_{г1}/T_{г2} = 1,2$; $\varepsilon = 0,95$.

Очевидно, что для понижения потери эксергии целесообразно сближать входные температуры, использовать равные водяные эквиваленты теплоносителей и предельно увеличивать эффективность ε теплообменного аппарата.

Для выявления потери эксергии вследствие падения давления теплоносителей рассмотрим процесс понижения давления как вторую стадию процесса в теплообменном аппарате, в котором на первой стадии произошел изобарический процесс подвода (отвода) теплоты, а на второй стадии происходит дросселирование теплоизолированного потока теплоносителя на Δp в диапазоне значений от p до $p - \Delta p$. При этом всегда происходит возрастание энтропии

$$\Delta s_p = GR \ln \frac{p}{p - \Delta p} = -R \ln \left(1 - \frac{\Delta p}{p}\right) G. \qquad (3.135)$$

Таким образом, абсолютные потери эксергии в теплообменном аппарате за счет конечной разности температур и потерь давления можно представить зависимостью

$$П = T_0 \left\{ G_г c_{pг} \left[\ln \frac{T_{г2}}{T_{г1}} - \frac{R}{c_{pг}} \ln (1 - \Delta \overline{p}_г) \right] + \right.$$
$$\left. + G_х c_{pх} \left[\ln \frac{T_{х2}}{T_{х1}} - \frac{R}{c_{pх}} \ln (1 - \Delta \overline{p}_х) \right] \right\}. \qquad (3.136)$$

Задачу проектирования теплообменного аппарата можно свести к поиску конструктивных и режимных параметров, отвечающих минимальным потерям эксергии или другим требованиям при заданных потерях эксергии.

Возможные шаги по оптимизации теплообменника рассмотрим на примере оптимизации гладкотрубного противоточного теплообменника при равных водяных эквивалентах теплоносителей [26]. Использование связи между эффективностью и характерными температурами теплоносителей позволяет преобразовать уравнение (3.136) к следующему виду:

$$\Pi = Gc_pT_0\left\{ \ln\frac{T_{\text{г}1}}{T_{\text{х}1}}\left[1-(1-\varepsilon)\frac{T_{\text{г}1}-T_{\text{х}1}}{T_{\text{х}1}}\right] + \right.$$
$$\left. + \ln\frac{T_{\text{х}1}}{T_{\text{г}1}}\left[1+(1-\varepsilon)\frac{T_{\text{г}1}-T_{\text{х}1}}{T_{\text{х}1}}\right]\right\} -$$
$$-\left(\frac{R}{c_p}\right)_{\text{г}}\ln(1-\Delta\bar{p}_{\text{г}}) - \left(\frac{R}{c_p}\right)_{\text{х}}\ln(1-\Delta\bar{p}_{\text{х}}). \quad (3.137)$$

В характерном случае, когда $1-\varepsilon \ll 1$; $\Delta p \ll 1$; $\dfrac{R}{c_p} = \text{idem}$, уравнение (3.137) можно заменить приближенным выражением

$$\Pi = WT_0\left[(1-\varepsilon)\frac{(T_{\text{г}1}-T_{\text{х}1})^2}{T_{\text{г}1}T_{\text{х}1}} + \frac{R}{c_p}(\Delta\bar{p}_{\text{г}}+\Delta\bar{p}_{\text{х}})\right]. \quad (3.138)$$

Если термическое сопротивление стенки трубы пренебрежимо мало́ (толщина стенки стремится к нулю), уравнение (3.138) сводится к виду

$$\Pi = WT_0\left[\frac{\tau^2}{\text{NTU}_{\text{г}}} + \frac{\tau^2}{\text{NTU}_{\text{х}}} + \frac{R}{c_p}(\Delta\bar{p}_{\text{г}}+\Delta\bar{p}_{\text{х}})\right], \quad (3.139)$$

где $\tau = \dfrac{T_{\text{г}1}-T_{\text{х}1}}{\sqrt{T_{\text{г}1}T_{\text{х}1}}}$; $\text{NTU}_{\text{г}} = \dfrac{\alpha_{\text{г}}F}{W}$; $\text{NTU}_{\text{х}} = \dfrac{\alpha_{\text{х}}F}{W}$.

Подстановкой соотношения $\text{NTU}_i = 4\dfrac{L}{D_i}\text{St}_i$ при использовании уравнения потерь давления уравнение (3.139) преобразуется к виду

$$\Pi = WT_0\left[\frac{\tau^2}{4\dfrac{L}{D_{\text{г}}}\text{St}_{\text{г}}} + \frac{\tau^2}{4\dfrac{L}{D_{\text{х}}}\text{St}_{\text{х}}} + \frac{R}{c_p}\left(\frac{4L}{D_{\text{г}}}f_{\text{г}}G_{*\text{г}}^2 + \frac{4L}{D_{\text{х}}}f_{\text{х}}G_{*\text{х}}^2\right)\right], \quad (3.140)$$

где $D_{г(х)}$ — геометрический диаметр трубы или эквивалентный диаметр межтрубного пространства; $f_{г(x)}$ — фактор трения для канала горячего (холодного) теплоносителя; $G_* = \dfrac{\rho c}{\sqrt{\rho p}}$ — безразмерная массовая скорость теплоносителя.

Уравнение (3.140) может быть представлено и в другой, удобной для анализа, форме:

$$\Pi = WT_0\left[\frac{\tau^2}{F_{*г}\mathrm{St}_г G_{*г}} + \frac{\tau^2}{F_{*х}\mathrm{St}_х G_{*х}} + \right.$$
$$\left. + \frac{R}{c_p}\left(f_г F_{*г} G_{*г}^3 + f_х F_{*х} G_{*х}^3\right)\right], \qquad (3.141)$$

где $F_* = \dfrac{F}{G}\sqrt{2\rho p} = \dfrac{4L}{D}\dfrac{1}{G_*}$ — безразмерная поверхность теплообмена.

Для трубного пучка коридорной компоновки с нулевой толщиной стенки трубы

$$F_{*х} = F_{*г}\frac{G_{*г}}{G_{*х}}\frac{1}{\frac{4}{\pi}\bar{t}^2 - 1};$$

$$G_{*х} = G_{*г}\sqrt{\frac{\rho_г p_г}{\rho_х p_х}}\frac{1}{\frac{4}{\pi}\bar{t}^2 - 1};$$

$$\mathrm{Re}_х = \mathrm{Re}_г\frac{\mu_г}{\mu_х},$$

что позволяет придать уравнениям (3.140) и (3.141) новый вид:

$$\Pi = WT_0\left[\frac{\tau^2}{4\dfrac{L}{D_г}}A + \frac{R}{c_p}4\frac{L}{D_г}G_{*г}^2 B\right]; \qquad (3.142)$$

$$\Pi = WT_0\left[\frac{\tau^2}{F_{*г}G_{*г}}A + \frac{R}{c_p}F_{*г}G_{*г}^3 B\right], \qquad (3.143)$$

где $A = \dfrac{1}{\mathrm{St}_г} + \dfrac{1}{\mathrm{St}_х}\left(\dfrac{4}{\pi}\bar{t}^2 - 1\right)$; $B = f_г + f_х\dfrac{\rho_г p_г}{\rho_х p_х}\dfrac{1}{\left(\dfrac{4}{\pi}\bar{t}^2 - 1\right)^3}$.

Рассмотрим три варианта оптимизации, исходной предпосылкой которых являются $\tau = \mathrm{idem}$, $G = \mathrm{idem}$, $\mathrm{Re} = \mathrm{idem}$:

определение $\left(\frac{L}{D}\right)_{\text{opt}}$ из условия $\Pi_{\min}$ при $G_* = \text{idem}$;
определение $G_{*\text{opt}}$ из условия $\Pi_{\min}$ при $F_* = \text{idem}$;
определение $F_{*\min}$ из условия $\Pi = \text{idem}$ при $G_* = \text{idem}$.

Определение оптимальной относительной длины канала. Исходные условия оптимизации (Re, G_*) позволяют найти St, f и площадь фронтального сечения теплообменника. Далее отыскивается оптимальная длина канала, при которой достигается минимальная потеря эксергии. Для этого на экстремум исследуется уравнение потерь эксергии (3.142):

$$\frac{\partial \Pi}{\partial\left(\frac{L}{D_{\text{г}}}\right)} = \frac{\partial}{\partial\left(\frac{L}{D_{\text{г}}}\right)}\left(\frac{\tau^2}{4\frac{L}{D_{\text{г}}}}A + \frac{R}{c_p}G_{*\text{г}}^2 4\left(\frac{L}{D_{\text{г}}}\right)\right) = 0,$$

что дает

$$\left(\frac{L}{D_{\text{г}}}\right)_{\text{opt}} = \frac{\tau}{4}\left(\frac{A}{\frac{R}{c_p}B}\right)^{0,5}\frac{1}{G_{*\text{г}}}. \qquad (3.144)$$

При этом минимальные потери эксергии будут

$$\Pi_{\min} = 2Gc_pT_0\tau\left(AB\frac{R}{c_p}\right)^{0,5}G_{*\text{г}}. \qquad (3.145)$$

Пример оптимизации. Исходные данные:
$\text{St}_{\text{г}} = \text{St}_{\text{х}} = 0{,}0048$; $f_{\text{г}} = f_{\text{х}} = 0{,}017$ $(\text{Re}_{\text{г}} = \text{Re}_{\text{х}} = 10^3)$;
$\frac{R}{c_p} = 0{,}287$; $\tau = 0{,}376$; $G_{*\text{г}} = 0{,}04$; $\frac{\rho_{\text{г}}p_{\text{г}}}{\rho_{\text{х}}p_{\text{х}}} = 0{,}58$;
$D = 0{,}005$ м; $\bar{t} = 1{,}2$.
Определяются:

$$A = \frac{1}{\text{St}_{\text{г}}} + \frac{\frac{4}{\pi}\bar{t}^2 - 1}{\text{St}_{\text{х}}} = \frac{1}{0{,}0048} + \frac{0{,}834}{0{,}0048} = 382;$$

$$B = f_{\text{г}} + f_{\text{х}}\frac{1}{\left(\frac{4}{\pi}\bar{t}^2 - 1\right)^3}\frac{\rho_{\text{г}}p_{\text{г}}}{\rho_{\text{х}}p_{\text{х}}} = 0{,}017 + 0{,}017\frac{0{,}58}{0{,}834^3} = 0{,}034;$$

$$\left(\frac{L}{D_\text{г}}\right)_\text{opt} = \frac{\tau}{4}\left(\frac{A}{\dfrac{R}{c_p}B}\right)\frac{1}{G_{*\text{г}}} = \frac{0{,}376}{4}\left(\frac{382}{0{,}287\cdot 0{,}034}\right)^{0{,}5}\frac{1}{0{,}04} = 465;$$

$$\left(\frac{\Pi}{Gc_pT_0}\right)_\text{min} = 2\tau\left(AB\frac{R}{c_p}\right)^{0{,}5} G_{*\text{г}} = 2\cdot 0{,}376(382\cdot 0{,}034)^{0{,}5}\cdot 0{,}04 = 0{,}058;$$

$$(\text{NTU})^{-1} = \frac{1}{4\left(\dfrac{L}{D}\right)_\text{г}\text{St}_\text{г}} + \frac{\dfrac{4}{\pi}\bar{t}^2 - 1}{4\left(\dfrac{L}{D}\right)_\text{г}\text{St}_\text{г}} = \frac{1}{4\cdot 465\cdot 0{,}0048} + \frac{0{,}834}{4\cdot 465\cdot 0{,}0048} = \frac{1}{4{,}868};$$

$$\varepsilon = \frac{\text{NTU}}{1+\text{NTU}} = \frac{4{,}868}{1+4{,}868} = 0{,}83.$$

Для объяснения полученных результатов по уравнению (3.142) определим значение $\dfrac{\Pi}{Gc_pT_0}$ для $\dfrac{L}{D_\text{г}} = 430$ и $\dfrac{L}{D_\text{г}} = 500$. Учтем, что переход на новое значение $\dfrac{L}{D_\text{г}}$ повлечет за собой не только изменение потери эксергии, но и изменение площади поверхности теплообмена пропорционально $\dfrac{L}{D_\text{г}}$, так как $F = 4\dfrac{G}{G_{*\text{г}}}(\rho p)_\text{г}^{-0{,}5}\dfrac{L}{D_\text{г}} = \text{const}\dfrac{L}{D_\text{г}}$. Результаты расчетов представлены на рис. 3.31.

Оптимальной длине канала $\dfrac{L}{D_\text{г}} = 465$ соответствует оптимальная эффективность теплообменника $\varepsilon = 0{,}83$. В пределах исследованного диапазона от $\dfrac{L}{D_\text{г}} = 430$ до $\dfrac{L}{D_\text{г}} = 500$ происходит увеличение площади поверхности теплообмена на 16,3 %, что приводит к возрастанию эффективности ε теплообменника только на 2,7 %.

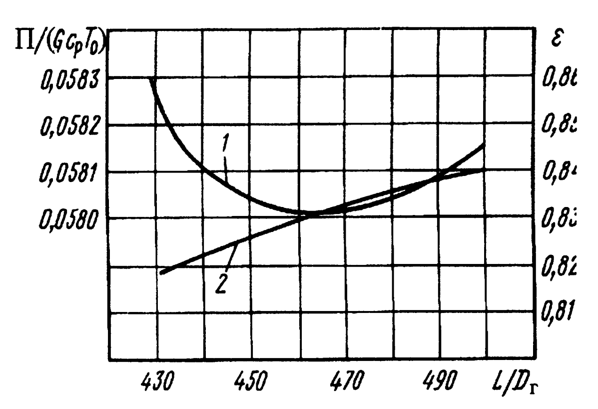


Рис. 3.31. Результаты оптимизационных расчетов противоточного теплообменника:
1 – $\Pi/(Gc_pT_0)$; *2* – ε

Определение оптимального безразмерного расхода через теплообменник. На экстремум исследуется уравнение потери эксергии (3.143):

$$\frac{\partial \Pi}{\partial G_{*\text{г}}} = \frac{\partial}{\partial G_{*\text{г}}}\left(\frac{\tau^2}{F_{*\text{г}} G_{*\text{г}}} A + \frac{R}{c_p} F_{*\text{г}} G_{*\text{г}}^3 B\right) = 0 \quad \text{при} \quad F_{*\text{г}} = \text{idem},$$

что приводит к следующему значению оптимального безразмерного расхода теплоносителя:

$$(G_{*\text{г}})_{\text{opt}} = \left(\frac{\tau^2 A}{3F_{*\text{г}}^2 \dfrac{R}{c_p} B}\right)^{0,25}. \tag{3.146}$$

Минимальное значение потери эксергии при полученном значении оптимального безразмерного расхода определяется выражением

$$\Pi_{\min} = WT_0 1{,}755 \frac{\tau^{1,5}}{F_{*\text{г}}^{0,5}} \left(\frac{R}{c_p} B\right)^{0,25} A^{0,75}. \tag{3.147}$$

Определение $(G_{*\text{г}})_{\text{opt}}$ при $F_* = \text{idem}$ означает определение оптимального фронтового сечения, а следовательно, и оптимальной длины канала ($F = k_v L F_{\text{ф}}$). Полученное таким образом значение L/D при известных значениях St и f позволяет определить соответствующую условиям оптимума эффективность ε теплообменного аппарата.

Определение минимальной площади поверхности теплообмена при заданном значении потери эксергии. Для анализа теплообменного аппарата привлекается уравнение потери эксергии (3.142), которое преобразуется к виду

$$\Pi = WT_0 \left[\frac{\tau^2 A}{4\dfrac{L}{D_{\text{г}}}} + \frac{R}{c_p} 4 \frac{L}{D_{\text{г}}} \left(\frac{4L}{D_{\text{г}} F_*}\right)^2 B\right]$$

с последующим его решением относительно безразмерной поверхности теплообмена

$$F_* = 16\left(\frac{R}{c_p} B\right)^{0,5} \left(\frac{L}{D_{\text{г}}}\right)^2 \left(\frac{4\Pi}{WT_0} \frac{L}{D_{\text{г}}} - \tau^2 A\right)^{-0,5}. \tag{3.148}$$

Исследование уравнения (3.148) на экстремум при $\frac{\Pi}{WT_0} = \text{idem}$

$$\frac{\partial F_*}{\partial\left(\frac{L}{D_г}\right)} = \frac{\partial}{\partial\left(\frac{L}{D_г}\right)}\left[\left(\frac{L}{D_г}\right)^2\left(\frac{4\Pi}{WT_0}\frac{L}{D_г} - \tau^2 A\right)^{-0,5}\right] = 0$$

позволяет определить оптимальную относительную длину канала при заданном фиксированном значении потери эксергии П

$$\left(\frac{L}{D_г}\right)_{\text{opt}} = \frac{\tau^2 A}{3\Pi} WT_0 \qquad (3.149)$$

и минимальное значение безразмерной поверхности теплообмена

$$F_{*\min} = 3{,}08\left(\frac{R}{c_p}B\right)^{0,5}\tau^3 A^{1,5}\left(\frac{WT_0}{\Pi}\right)^2. \qquad (3.150)$$

Затем вычисляются G_* и ρc и определяются геометрические размеры теплообменника. Заключительным этапом анализа является определение NTU и ε.

Рассмотренные методы оптимизации дают возможность ограничить область поиска проектного решения. Однако в общем случае при неравных значениях водяных эквивалентов, иных типах поверхности теплообмена и других изменениях входных данных получить столь простые зависимости не представляется возможным. Поэтому главным инструментом эксергетической оптимизации теплообменного аппарата является анализ с помощью основополагающего уравнения (3.136), которое позволяет не только выявить условия достижения оптимума тех или иных параметров теплообменника, но и проследить влияние различных конструктивных и режимных факторов на величину оптимума, определить составляющие потерь эксергии и основные факторы, приводящие к их снижению. В конечном итоге на основе технико-экономического анализа сопоставляется эффект от понижения потерь эксергии с дополнительными затратами на его реализацию.

Глава 4
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

4.1. Согласование параметров теплообменного аппарата с параметрами теплосиловой установки

4.1.1. Выбор оптимальной степени регенерации

В п. 3.1.4 был рассмотрен общий подход к определению параметров теплообменного аппарата с заданной площадью поверхности теплообмена при условии минимального значения мощности, необходимой для циркуляции теплоносителя. Зависимость циркуляционной мощности от характерной скорости представлена уравнениями (3.50) и (3.51). При анализе регенератора теплоты уходящих газов ГТУ можно воспользоваться этими уравнениями, но удобнее рассмотреть влияние параметров регенератора на эффективность ГТУ косвенно, через потери давления в регенераторе, для чего надо знать соотношение скоростей теплоносителей и соотношение потерь давления.

Коэффициент теплопередачи регенератора связан с удельной поверхностью теплообмена и степенью регенерации зависимостью (3.125). При $\overline{W} = 1$

$$K = \frac{c_p}{F_{\text{уд}}\psi}\frac{\sigma}{1-\sigma} \approx \frac{\alpha_{\text{г}}\alpha_{\text{х}}}{\alpha_{\text{г}}+\alpha_{\text{х}}}. \qquad (4.1)$$

Для гладкотрубной матрицы коридорной компоновки при перекрестной схеме движения теплоносителей соотношение скоростей (с учетом зависимости коэффициента теплоотдачи от скорости (см.

(3.29)) будет

$$c_{\text{г}} = \frac{K\beta_{\text{х}}}{\beta_{\text{г}}} \left(\frac{c_{\text{х}}^{0,6}}{\beta_{\text{х}} c_{\text{х}}^{0,6} - K} \right)^{1,25},$$

или

$$c_{\text{х}} = \frac{K\beta_{\text{г}}}{\beta_{\text{х}}} \left(\frac{c_{\text{г}}^{0,8}}{\beta_{\text{г}} c_{\text{г}}^{0,8} - K} \right)^{1,67}.$$

В дальнейшем для определения потерь давления в матрице используются уравнения типа (2.67), (2.70) и определяются суммарные относительные потери давления как функции одной из скоростей теплоносителей. Полученная зависимость представляет собой энергетическую характеристику гладкотрубного регенератора (для упрощения этой зависимости в нее не включены потери давления от неизотермичности):

$$\Delta\overline{p}_{\Sigma} = \Delta\overline{p}_{\text{г}} + \Delta\overline{p}_{\text{х}} = (6 + 9m)\overline{t}^{\,-0,28} \left(\frac{c_{\text{г}}\rho_{\text{г}} d}{\mu_{\text{г}}} \right)^{-0,26} \frac{\rho_{\text{г}}}{2RT_{\text{г}}} c_{\text{г}}^2 + \\ + \left(\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{тр}} \frac{L}{d_{\text{в}}} + \xi_{\text{вых}} \right) \frac{\rho_{\text{х}}}{2RT_{\text{х}}} \left[\left(\frac{c_{\text{г}}^{0,6}}{\beta_{\text{г}} c_{\text{г}}^{0,6} - K} \right) \frac{K\beta_{\text{г}}}{\beta_{\text{х}}} \right]^{3,34},$$

где d и $d_{\text{в}}$ — наружный и внутренний диаметры трубы соответственно; длина L труб и число m рядов труб поперек потока для матрицы заданного объема V определяются из уравнений расхода

$$L = \frac{V\rho_{\text{х}} c_{\text{х}}}{G} \eta_{\text{ф.х}}; \quad m = \frac{V\rho_{\text{г}} c_{\text{г}}}{Gt} \eta_{\text{ф.г}}.$$

При использовании оребренной поверхности в связи с необходимостью учета ее эффективности процедура несколько усложняется.

Обратимся к конкретному примеру проектирования регенератора транспортного ГТД [23].

П р и м е р. Основные исходные данные:

расход воздуха $G_{\text{в}} = 2{,}18$ кг/с;

расход продуктов сгорания углеводородного топлива $G_{\text{г}} = 2{,}21$ кг/с;

давление и температура воздуха перед регенератором $p_{\text{в}} = 5{,}48 \cdot 10^5$ Па, $T_{\text{в}} = 518$ К;

давление и температура продуктов сгорания перед регенератором $p_{\text{г}} = 1{,}068 \cdot 10^5$ Па, $T_{\text{г}} = 955$ К;

степень регенерации $\sigma = 0{,}79$;

заданный объем матрицы по условиям компоновки на двигателе $V = 0{,}13$ м^3.

Для горячего тракта принята поверхность теплообмена ГлР-12, а по холодной стороне, с меньшим гидравлическим диаметром и меньшей высотой гофра, — поверхность 101. Все данные для этих поверхностей сведены в табл. 2.7 и 2.8. Теплообменник перекрестного тока — одноходовой по горячему теплоносителю и двухходовой по воздуху.

Процедура построения энергетической характеристики регенератора имеет следующую последовательность.

1. По уравнению (1.6) определяют коэффициент компактности матрицы, составленной из выбранных поверхностей, толщина разделительных пластин принята $\delta = 0{,}000152$ м. Коэффициент компактности отнесен к поверхности холодного тракта теплообменника:

$$k_V = \frac{\beta_a a}{a + b + 2\delta} = \frac{2359 \cdot 5{,}08 \cdot 10^{-3}}{(5{,}08 + 6{,}35 + 2 \cdot 0{,}152) \cdot 10^{-3}} = 1021\,\text{м}^{-1}.$$

2. По уравнению (4.1) определяют требуемое значение коэффициента теплопередачи (для соотношения водяных эквивалентов $\overline{W} = 0{,}966$ поправочный коэффициент на температурный напор для принятой схемы течения теплоносителей $\psi = 0{,}75$) (см. рис. 3.3):

$$K = \frac{G_\text{к} c_{p\text{х}}}{k_V V \psi (\overline{W} - 1)} \ln \frac{1 - \sigma}{1 - \overline{W}\sigma} = \frac{2{,}18 \cdot 1072}{1021 \cdot 0{,}13 \cdot 0{,}75 \cdot (0{,}996 - 1)} \ln \frac{1 - 0{,}79}{1 - 0{,}996 \cdot 0{,}79} = 8{,}31 \, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

3. По известной степени регенерации и отношению водяных эквивалентов теплоносителей определяют температуры горячего и холодного теплоносителей, из совместного рассмотрения уравнений энергии и степени регенерации находят температуры теплоносителей за регенератором, затем средние температуры горячего и холодного теплоносителей.

4. Предположительно назначают относительные потери давления теплоносителей в пределах нескольких процентов и определяют средние давления горячего и холодного теплоносителей, а затем плотность теплоносителей (при необходимости они могут быть в дальнейшем скорректированы).

5. По средним температурам и давлениям определяют теплофизические параметры теплоносителей λ, μ, Pr.

6. По произвольно назначенной скорости одного из теплоносителей рассчитывают числа Re и Nu, α, $\eta_{\text{ор}1}$, а затем из выражения (2.23) для коэффициента теплопередачи поверхности с двусторонним оребрением находят α второго теплоносителя. Сложность заключается в том, что из этого уравнения можно определить лишь комплекс $\alpha\eta_{\text{ор}}$. Поэтому целесообразно предварительно построить функциональную зависимость $\alpha\eta_{\text{ор}} = f(\alpha)$, пример которой приведен на рис. 4.1, позволяющую определить требуемое значение α второго теплоносителя.

7. По значению α вычисляют число Nu, а затем из критериального уравнения $\text{Nu} = A\text{Re}^m \text{Pr}^{1/3}$ определяют число Re и скорость, удовлетворяющую этому значению Re.

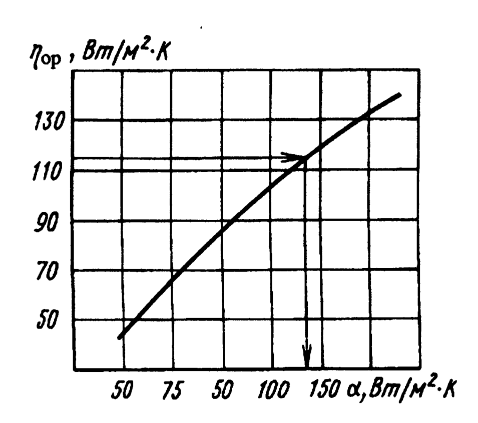


Рис. 4.1. Вспомогательный график для определения α

8. По известным значениям Re определяют Eu, по уравнению расхода для заданного объема матрицы находят длины хода теплоносителей, а затем сопротивление матрицы по горячему и холодному теплоносителям.

9. Варьирование исходной скоростью (см. п. 6) позволяет последовательно построить всю энергетическую характеристику теплообменника.

В табл. 4.1 приведены основные результаты расчета для одной точки характеристики при выбранной исходной скорости холодного теплоносителя $c = 12$ м/с, а на рис. 4.2, *а* показаны энергетические характеристики регенератора при варьировании степени регенерации и неизменном объеме теплообменника. Каждому значению степени регенерации отвечает определенное значение минимального суммарного относительного сопротивления $\Delta\bar{p}_\Sigma$ матрицы теплообменника.

Таблица 4.1. **Результаты расчета регенератора**

Канал теплообменника	c, м/с	Re	Nu	α, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\eta_{ор}$	$\alpha\eta_{ор}$, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$F_ф$, м²	L, м	Eu	$\Delta p_т$, Па	$\Delta p_у$, Па	$\Delta p_м$, Па	Δp_Σ, Па
Холодный	12	1460	15,58	558,4	0,59	329	0,413	0,369	3,9	18846	385	396	19627
Горячий	24,7	388	4,32	140,9	0,81	114	0,353	0,315	2,19	3055	–36	238	3257

На рис. 4.2, *б* показана зависимость минимального сопротивления матрицы заданного объема от степени регенерации. Подобные данные позволяют рассчитать экономичность регенеративного ГТД при заданных объемах матрицы в широком диапазоне изменения степени регенерации.

Насколько известно, впервые такую постановку задачи проектирования предложил В.В. Уваров. На рис. 4.3 показаны результаты расчета КПД регенеративной ГТУ при разных значениях удельной

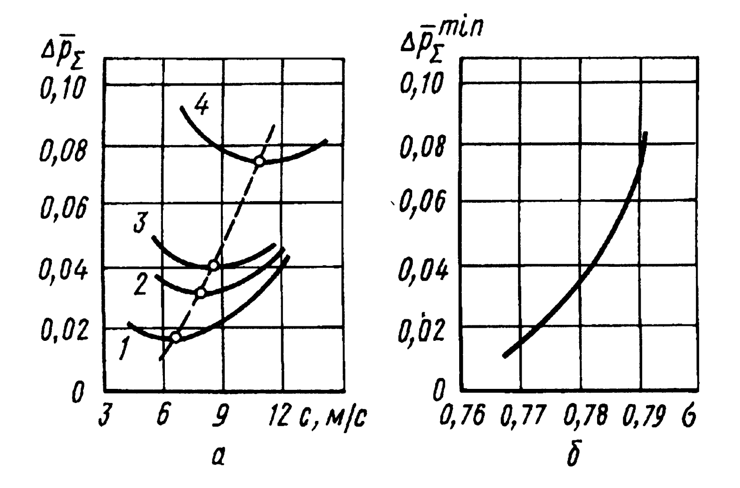


Рис. 4.2. Расчетные характеристики регенератора с матрицей объемом $V = 0{,}13\,м^3$:

а – энергетические характеристики регенератора; *б* – зависимость минимального суммарного относительного сопротивления матрицы от степени регенерации σ; *1* – $\sigma = 0,77$; *2* – $\sigma = 0,78$; *3* – $\sigma = 0,782$; *4* – $\sigma = 0,79$

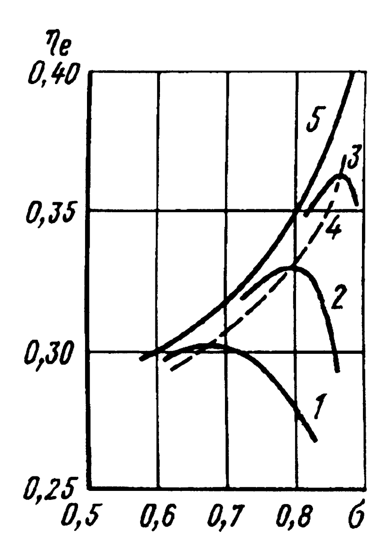


Рис. 4.3. Определение оптимальной степени регенерации σ ГТУ при $\pi = 3,5$, $\eta_к = 0,85$, $\eta_т = 0,87$:

1 – $F_{уд} = 30\,м^2{\cdot}с/кг$; *2* – $F_{уд} = 60\,м^2{\cdot}с/кг$; *3* – $F_{уд} = 120\,м^2{\cdot}с/кг$; *4* – кривая максимумов КПД ГТУ; *5* – КПД ГТУ при идеальном регенераторе

поверхности регенератора (при заданной компактности поверхности теплообмена и известном расходе теплоносителей это равносильно известному объему матрицы теплообменника). Для каждого значения удельной поверхности достигается определенное значение максимума КПД, чему соответствует вполне определенное значение сте-

пени регенерации σ: при уменьшении степени регенерации КПД понижается вследствие уменьшения степени утилизации теплоты выхлопных газов, а при увеличении σ КПД понижается вследствие чрезмерного увеличения суммарного сопротивления теплообменного аппарата с неизменным значением удельной поверхности теплообмена $F_{\text{уд}}$. Степень регенерации $\sigma_{\text{опт}}$, при которой достигается максимальная эффективность ГТУ при $F_{\text{уд}} = \text{const}$, называется оптимальной.

Для регенератора с вращающейся матрицей заданного объема (см. рис. 3.25) оптимальные степень регенерации и частота вращения матрицы также соответствуют условию достижения максимального КПД ГТД.

4.1.2. Оптимальное распределение суммарной площади поверхности теплообмена между теплообменными аппаратами ГТУ замкнутого цикла

Обратимся к примеру ЗГТУ с регенератором и промежуточным и концевым охладителями, являющейся наиболее представительной. ЗГТУ без промежуточного охлаждения является частным случаем предыдущей схемы. Традиционный подход к определению параметров теплообменных аппаратов ЗГТУ базируется на назначении степени регенерации (обычно $\sigma > 0{,}9$, но часто превышает 0,95) и температуры за концевым (КО) и промежуточным (ПО) охладителями на входе в компрессоры. В качестве констант при расчете экономичности цикла ЗГТУ вводят относительные потери давления в теплообменниках, а определению подлежат площади поверхностей теплообмена каждого из теплообменников. Принимая во внимание, что в удельной массе ЗГТУ около 75 % составляет масса теплообменных аппаратов, а в стоимости атомной ЗГТУ, включая реактор, на их долю приходится около 30 %, выбор проектных параметров теплообменников становится одной из важнейших задач проектирования ЗГТУ. Обратим внимание на то, что температурный напор в регенераторе является внутренним параметром цикла ЗГТУ, а температурные напоры на охладителях зависят от параметров цикла и температурного потенциала охлаждающего теплоносителя. Кроме того, на размеры поверхностей теплообмена влияют степень охлаждения и регенерации, потери давления в теплообменных аппаратах, а температуры за охладителями и степень регенерации влияют на эффективность газотурбинной установки.

Сформулируем проблему следующим образом. Заданы: температура на входе в турбину и температура охлаждающей среды в охладителях, а также суммарная удельная площадь поверхностей теплообмена всех теплообменных аппаратов. Требуется определить такие параметры теплообменных аппаратов (потери давления, площадь поверхности теплообмена и др.), при которых реализуется максимальный КПД ЗГТУ.

Для цикла с промежуточным охлаждением, если температуры за охладителями принять одинаковыми и равными T_1 при $c_p = \mathrm{const}$ (рабочее тело — гелий), КПД равен

$$\eta_e = \frac{\dfrac{T_3}{T_1}\left(1 - \dfrac{1}{X_т}\right) - \dfrac{X_{к1} - 1}{\eta_к} - \dfrac{X_{к2} - 1}{\eta_к}}{(1-\sigma)\left(\dfrac{T_3}{T_1} - \dfrac{X_{к2} - 1}{\eta_к}\right) + \sigma\dfrac{T_3}{T_1}\left(1 - \dfrac{1}{X_т}\right)\eta_т}, \tag{4.2}$$

где T_3 — температура перед турбиной; $X_т = \pi_т^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$; $X_{к1} = \pi_{к1}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$; $X_{к2} = \pi_{к2}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$; $\pi_т = \pi_{к1}\pi_{к2}(1 - \Delta\overline{p}_{к.о} - \Delta\overline{p}_{п.о} - \Delta\overline{p}_{р.х} - \Delta\overline{p}_{р.г} - \Delta\overline{p}_т$; $\pi_к = \pi_{к1}\pi_{к2}$; $\pi_{к1}$, $\pi_{к2}$ — степень повышения давления в первом и втором каскадах компрессора; $\Delta\overline{p}_{к.о}$, $\Delta\overline{p}_{п.о}$, $\Delta\overline{p}_{р.х}$, $\Delta\overline{p}_{р.г}$, $\Delta\overline{p}_т$ — относительные потери давления гелия в КО, ПО, в холодном и горячем трактах регенератора, в системе газоходов и реакторе.

Рассмотрим основные аналитические связи. При их анализе удобнее воспользоваться удельными площадями поверхностей теплообмена регенератора $F_р$, концевого охладителя $F_{ко}$ и промежуточного охладителя $F_{по}$. Для гладкотрубного регенератора противоточной схемы можно записать следующую систему уравнений:

$$\sigma = \frac{F_р K_р}{c_p\left(1 + F_р\dfrac{K_р}{c_p}\right)}, \tag{4.3}$$

где $K_р = \dfrac{\beta_{рг}c_{рг}^{0,8}\beta_{рх}c_{хр}^{0,8}}{\beta_{рг}c_{рг}^{0,8} + \beta_{рх}c_{хр}^{0,8}}$;

$$\Delta\overline{p}_{р\Sigma} = \Delta\overline{p}_х + \Delta\overline{p}_г = \left(\xi + \xi_{тр}\frac{F_р\rho_г c_г}{4}\frac{d}{d_э}\right)\frac{c_х}{2RT_х} + \\ + \left(\xi + \xi_{тр}\frac{F_р\rho_г c_г}{4}\right)\frac{c_г^2}{2RT_г}; \tag{4.4}$$

$$c_{\text{г}} = c_{\text{х}} \frac{\rho_{\text{х}}\, \eta_{\text{ф.х}}}{\rho_{\text{г}}\, \eta_{\text{ф.г}}}, \tag{4.5}$$

где ξ — суммарный коэффициент местных потерь давления; $d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр межтрубного канала.

Таким образом, $\sigma = f(F_{\text{р}}, \Delta\overline{p}_{\text{р}\Sigma})$.

Если известна температура гелия $T_{\text{у}}$ на входе в КО, температура охлаждающей воды $T_{\text{о}}$ и отношение водяных эквивалентов $\overline{W}_{\text{ко}}$, используя уравнение (3.121), формулу для расчета температуры за теплообменником можно представить в следующем виде:

$$T_{11} = \frac{T_{\text{у}}(1 - \overline{W}_{\text{к.о}}) - T_{\text{о}}(1 - e^{b_1})}{e^{b_1} - \overline{W}_{\text{к.о}}}. \tag{4.6}$$

Аналогичное выражение получается и для температуры T_{12} за ПО, если известна температура T_{21} на входе в теплообменник:

$$T_{12} = \frac{T_{21}(1 - \overline{W}_{\text{п.о}}) - T_{\text{о}}(1 - e^{b_2})}{e^{b_2} - \overline{W}_{\text{п.о}}}; \tag{4.7}$$

соответственно относительные потери определятся зависимостями

$$\Delta\overline{p}_{\text{к.о}}\left(\xi + \xi_{\text{тр}} \frac{F_{\text{к.о}}\rho_{\text{к.о}}c_{\text{к.о}}}{4}\right)_{\text{к.о}} \frac{c_{\text{к.о}}^2}{2RT_{\text{к.о}}}; \tag{4.8}$$

$$\Delta\overline{p}_{\text{п.о}} = \left(\xi + \xi_{\text{тр}} \frac{F_{\text{п.о}}\rho_{\text{п.о}}c_{\text{п.о}}}{4}\right)_{\text{п.о}} \frac{c_{\text{п.о}}^2}{2RT_{\text{п.о}}}, \tag{4.9}$$

где $b_1 = F_{\text{к.о}} \dfrac{K_{\text{к.о}}}{c_p}(1 - \overline{W}_{\text{к.о}})$, $K_{\text{к.о}} = \eta_{\alpha 1}\beta_{\text{к.о}}c_{\text{к.о}}^{0,8}$, $b_2 = F_{\text{п.о}} \dfrac{K_{\text{п.о}}}{c_p}(1 - \overline{W}_{\text{п.о}})$, $K_{\text{п.о}} = \eta_{\alpha 2}\beta_{\text{п.о}}c_{\text{п.о}}^{0,8}$.

Таким образом,

$$T_{11} = f(F_{\text{к.о}}, \Delta\overline{p}_{\text{к.о}};\ W_{\text{к.о}}),$$
$$T_{12} = f(F_{\text{п.о}}, \Delta\overline{p}_{\text{п.о}}, W_{\text{п.о}}).$$

Обратим внимание на уравнения (4.6) и (4.7). Оба уравнения определяют температуру за теплообменниками, но по исходному условию эти температуры равны (или могут быть заданы их соотношения). Очевидно, что это условие может быть реализовано только при вполне определенных соотношениях площадей поверхностей теплообмена $F_{\text{к.о}}$ и $F_{\text{п.о}}$ и коэффициентов теплопередачи. Входящие в

уравнения температуры $T_у$ и T_{21} зависят от степени регенерации, температуры перед турбиной, степени повышения давления в компрессорах, а также от относительных потерь давления по тракту ЗГТУ.

Совместный анализ уравнений (4.1)–(4.9) и присоединенных к ним уравнений связи термодинамических параметров ЗГТУ позволяет представить КПД ЗГТУ в виде функциональной зависимости от определяющих параметров:

$$\eta_е = \Phi(\pi_к, \pi_{к1}, F_\Sigma, F_р, \Delta\overline{p}_\Sigma, T_3, T_о, \overline{W}_{п.о}, \overline{W}_{к.о});$$
$$F_\Sigma = F_р + F_{к.о} + F_{п.о},$$

при этом F_Σ, T_3, $T_о$, $\overline{W}_{п.о}$, $\overline{W}_{к.о}$ — заданные величины.

Для достижения условий оптимального соотноношения параметров достаточно совместного решения системы четырех уравнений

$$\frac{\partial\eta_е}{\partial\pi_к} = 0; \quad \frac{\partial\eta_е}{\partial\pi_{к1}} = 0; \quad \frac{\partial\eta_е}{\partial\Delta\overline{p}_\Sigma} = 0; \quad \frac{\partial\eta_е}{\partial F_р} = 0.$$

Однако из-за сложных функциональных связей получить решение в аналитической форме не представляется возможным, а главное, и не нужно. Важнее определить действие этих параметров в пределах максимума КПД. Поэтому расчетную программу целесообразно ориентировать на использование ЭВМ, а алгоритм программы строить на использовании исходных уравнений (4.1)–(4.9) и присоединенных уравнений связи термодинамических параметров цикла ЗГТУ.

В качестве целесообразного варианта при проведении инженерных расчетов, можно использовать следующую расчетную процедуру.

1. Назначение T_3, $T_о$, F_Σ, $\Delta\overline{p}_\Sigma$.

2. Введение $\overline{W}_{п.о}$, $\overline{W}_{к.о}$; $\Delta\overline{p}_{п.о} + \Delta\overline{p}_{к.о}$; $\dfrac{\Delta\overline{p}_{п.о}}{\Delta\overline{p}_{к.о}}$, $\dfrac{\pi_к}{\pi_{к1}}$.

3. Определение значения $\pi_к$ и оптимального распределения суммарной площади поверхности теплообмена между всеми теплообменными аппаратами, отвечающими условию максимума КПД для введенных параметров. Варьирование соотношением $\dfrac{\pi_к}{\pi_{к1}}$ позволяет определить частный оптимум параметров в этих условиях.

4. Повторение пп. 2–3 при новом соотношении между $\Delta\overline{p}_{п.о}$ и $\Delta\overline{p}_{к.о}$ в пределах $\Delta\overline{p}_{п.о} + \Delta\overline{p}_{к.о} = \mathrm{const}$ позволяет получить сводные

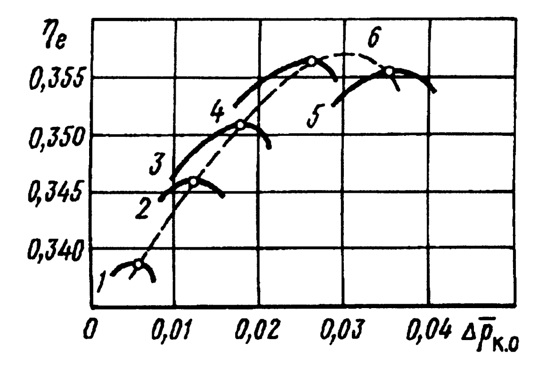


Рис. 4.4. Влияние распределения относительных потерь давления между концевым и промежуточным охладителями на КПД ЗГТУ при $\Delta\bar{p}_\Sigma = 0,07$, $F_\Sigma = \text{const}$:
1 – $\Delta\bar{p}_{к.о} + \Delta\bar{p}_{п.о} = 0,01$; *2* – $\Delta\bar{p}_{к.о} + \Delta\bar{p}_{п.о} = 0,015$; *3* – $\Delta\bar{p}_{к.о} + \Delta\bar{p}_{п.о} = 0,025$; *4* – $\Delta\bar{p}_{к.о} + \Delta\bar{p}_{п.о} = 0,035$; *5* – $\Delta\bar{p}_{к.о} + \Delta\bar{p}_{п.о} = 0,05$; *6* – кривая максимумов КПД ЗГТУ

рѐзультаты в виде зависимости КПД ЗГТУ от отношения потерь давления в охладителях и выявить локальный оптимум КПД.

5. Повторение пп. 2–5 при новом значении $\Delta\bar{p}_{п.о} + \Delta\bar{p}_{к.о} = \text{const}$ приводит к результатам, представленным на рис. 4.4.

Кривая *6*, проходящая через точки локальных максимумов, также имеет максимум. Этот максимум КПД отвечает условию $F_\Sigma = \text{const}$, $\Delta\bar{p}_\Sigma = \text{const}$.

6. Повторение пп. 2–5 при $F_\Sigma = \text{const}$ и $\Delta\bar{p}_\Sigma = \text{var}$ позволяет определить локальные максимумы КПД (получить результаты, подобные приведенным на рис. 4.4). Затем по точкам локальных максимумов строят результирующую зависимость КПД, объединяющую эти максимумы. На рис. 4.5 это точки *1, 2, 3, 4, 5, 6*. Кривая *7*, проходящая через эти точки, также имеет максимум. Это абсолютный максимум КПД при заданном значении суммарной удельной

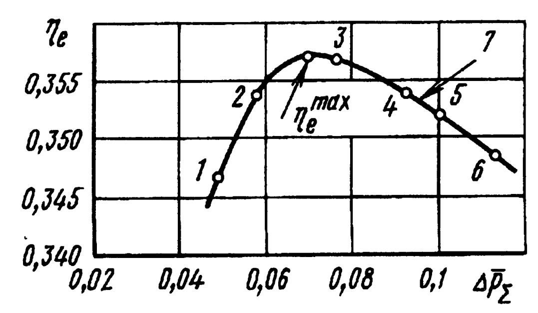


Рис. 4.5. Влияние изменения суммарных относительных потерь давления в теплообменных аппаратах $\Delta\bar{p}_\Sigma$ на КПД ЗГТУ при $F_\Sigma = \text{const}$:
1 – $\Delta\bar{p}_\Sigma = 0,04$; *2* – $\Delta\bar{p}_\Sigma = 0,06$; *3* – $\Delta\bar{p}_\Sigma = 0,07$; *4* – $\Delta\bar{p}_\Sigma = 0,08$; *5* – $\Delta\bar{p}_\Sigma = 0,09$; *6* – $\Delta\bar{p}_\Sigma = 0,11$; *7* – кривая максимумов КПД ЗГТУ

площади поверхностей всех теплообменных аппаратов. Он отвечает условиям оптимального распределения всех параметров цикла и теплообменных аппаратов.

После рассмотрения полученных результатов можно сделать важное заключение: при заданном значении суммарной удельной площади поверхностей всех теплообменных аппаратов существует не только оптимальное распределение всех параметров, но и оптимальное значение суммарных относительных потерь давления в теплообменных аппаратах для каждого значения суммарной площади поверхностей. Это объясняется тем, что при увеличении потерь давления и фиксированной поверхности теплообмена возрастает эффективность теплообменных аппаратов, ведущая к росту КПД, но одновременно повышение сопротивления газодинамического тракта ЗГТУ ведет к его понижению. При $\Delta\overline{p}_{\Sigma} > \Delta\overline{p}_{\Sigma\text{опт}}$ превалирует последнее.

4.2. Выбор поверхности теплообменного аппарата

При выборе поверхности теплообмена (типа, конструкции, геометрических размеров исходного элемента поверхности) принимают во внимание следующие основные факторы:

1) степень эффективности теплогидравлических характеристик;

2) теплофизические характеристики теплоносителей;

3) прочностные характеристики, зависящие от уровня давлений теплоносителей и рабочих температур;

4) необходимость компенсации и возможный способ компенсации тепловых расширений элементов конструкции;

5) взрыво- и пожаробезопасность теплообменного аппарата;

6) общую компоновку теплообменного аппарата, схему движения теплоносителей, конструкцию коллекторов и присоединительных патрубков, компактность поверхности теплообмена;

7) загрязнение поверхности теплообмена при эксплуатации, влияние загрязнения на изменение теплогидравлических характеристик, возможность очистки поверхности и восстановления утраченных характеристик;

8) технологичность поверхности теплообмена, возможность изготовления (или поставки готового изделия);

9) стоимость изготовления и эксплуатации теплообменника;

10) надежность, ремонтопригодность и ресурс работы теплообменного аппарата.

Во многих случаях выбор типа поверхности теплообмена может диктоваться условиями работы. Например, для работы в условиях высоких давлений теплоносителей выбирают трубные поверхности с цилиндрическими трубами; при работе на загрязненных теплоносителях оребренные поверхности не желательны из-за их более интенсивного загрязнения и трудностей очистки, по этим же соображениям не желательны поверхности с малым гидравлическим диаметром и т.д.

Если такие специфические ограничения не возникают, то выбор поверхности теплообмена начинается с анализа теплогидравлических характеристик. На основе такого анализа выявляется ряд наиболее эффективных поверхностей теплообмена, а затем поверхность, отвечающая всем остальным требованиям. Удовлетворить всем требованиям одновременно обычно не представляется возможным. Поэтому окончательный выбор осуществляют на основе разумного компромисса.

Выбор поверхности теплообмена по теплогидравлическим характеристикам производят на основе их сопоставительного анализа. Одним из наиболее простых является сопоставление поверхностей теплообмена по отношению тепловой нагрузки к затрате циркуляционной мощности [18], используемое в зарубежной практике. Тепловая характеристика поверхности теплообмена может быть представлена в виде зависимости коэффициента теплоотдачи от фактора Кольборна при $\mathrm{Re} = \mathrm{idem}$, а именно

$$\alpha = J\frac{\mathrm{Re}}{d_э}\frac{\mu c_p}{\mathrm{Pr}^{2/3}}, \qquad (4.10)$$

а фактор Кольборна J для поверхности теплообмена является функцией числа Re. Последняя, следовательно, пропорциональна фактору Кольборна при заданном тепловом потоке и неизменном температурном напоре между теплоносителем и поверхностью теплообмена.

В выражении (4.10) комплекс $\dfrac{\mu c_p}{\mathrm{Pr}^{2/3}}$ отражает теплофизические свойства теплоносителя, а комплекс $\dfrac{\mathrm{Re}}{d_э}$ является характеристикой поверхности теплообмена.

Мощность, необходимую для циркуляции теплоносителя с массовым расходом G, можно представить зависимостью

$$N_{\text{ц}} = Ff\frac{\text{Re}^3}{d_{\text{э}}^3}\frac{\mu^3}{2\rho^2}, \tag{4.11}$$

где $f = \text{Eu}'\dfrac{d_{\text{э}}}{2l_0}$ — фактор трения (по Фаннингу); Eu' — число Эйлера, отнесенное к характерной длине l_0 канала поверхности теплообмена; $d_{\text{э}}$ — гидравлический диаметр канала.

Для каждой поверхности теплообмена фактор трения является функцией числа Re. В выражении (4.11) комплекс $\dfrac{\mu^3}{2\rho^2}$ отражает теплофизические свойства теплоносителя, а комплекс $f\dfrac{\text{Re}^3}{d_{\text{э}}^3}$ характеризует поверхность теплообмена. С использованием выражений (4.10) и (4.11) можно провести сопоставление двух любых поверхностей теплообмена.

Для большего удобства вводят отношение фактора Кольборна к фактору трения как комплексную характеристику поверхности теплообмена

$$\frac{J}{f} = \alpha\frac{\text{Pr}^{2/3}}{2c_p\rho^2}\frac{F}{N_{\text{ц}}}\frac{\mu^2\text{Re}^2}{d_{\text{э}}^2} = \alpha\frac{\text{Pr}^{2/3}}{2c_p\rho^2}\frac{F}{N_{\text{ц}}}\frac{G^2}{F_{\text{ж}}^2} \tag{4.12}$$

и сопоставление поверхностей проводят по этому параметру. Лучшей считается поверхность с максимальным значением параметра J/f.

Рассмотренный метод дает, однако, общие представления о сопоставляемых поверхностях, поскольку рассматривают поверхность только по одному тракту теплоносителя. Тем более что приведенный анализ не учитывает влияния коэффициента теплоотдачи на эффективность оребренной поверхности, что в значительной мере будет искажать результаты проведенного сопоставления. Кроме того, для составления характеристики матрицы необходимо рассматривать течение теплоносителя по тракту второго теплоносителя и сопряженную задачу теплообмена в целом для теплообменного аппарата. Поэтому данный метод можно использовать лишь на стадии предварительного выбора исходных поверхностей, из которых составляется матрица теплообменника.

Характерной является компоновка матрицы из пластинчато-ребристых поверхностей с разными теплогидравлическими и геометрическими характеристиками. Выбор композиции наиболее эффективной матрицы можно осуществить на основе сопоставления матриц одинакового объема и их влияния на КПД энергетической установки. Оптимальной считается такая композиция, при которой достигается максимальный КПД [23]. При этом возможна также оценка качества теплообменника по минимуму приведенных затрат на энергетическую установку в целом. В основу метода положен анализ энергетических характеристик матриц одинакового объема, составленных из различных композиций сопоставляемых исходных поверхностей. На рис. 4.6, *а* приведены энергетические характеристики регенератора рекуперативного типа транспортного ГТД; матрица составляется из пяти различных комбинаций исходных поверхностей теплообмена. Очевидно, что комбинация *1* приводит к максимальному значению КПД ГТД, а комбинация *5* вообще выпадает из поля возможного выбора поверхности. На рис. 4.6, *б* приведены результаты расчета степени регенерации в зависимости от сопротивления матрицы постоянного объема для такого же сочетания поверхностей. Можно видеть, что при ограничении суммарных потерь в регенераторе 6 % только сочетания *1* и *2* могут обеспечить степень регенерации 0,79 и 0,795, тогда как остальные сочетания позволяют достичь степень регенерации в диапазоне 0,68 ... 0,725.

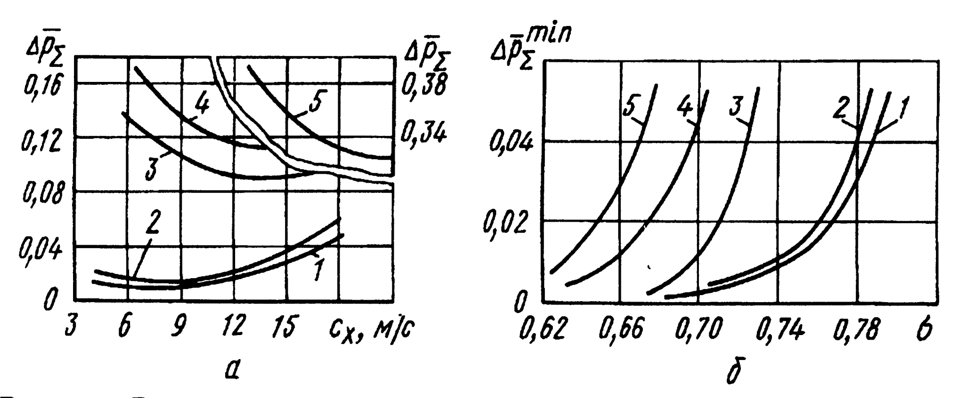


Рис. 4.6. Результаты расчета регенератора:
а – энергетические характеристики регенератора при $V/G = 0,023$ м^3·с/кг, $\sigma = 0,74$ и различных сочетаниях поверхностей теплообмена; *б* – зависимость $\Delta\bar{p}_\Sigma^{\min}$ от σ при $V/G = 0,023$ м^3·с/кг и различных сочетаниях поверхностей теплообмена; *1* – 106-105; *2* – 107-105; *3* – ГлР2-105; *4* – ГлР12-105; *5* – ГлР16-105

При проектировании часто приходится выбирать сочетание поверхностей теплообмена для теплообменника, потери давления в котором предписаны заданием. При обширной номенклатуре исходных поверхностей выбор матрицы минимального объема оказывается достаточно сложной задачей. Особенно трудоемким оказывается процесс подбора компактных пластинчато-ребристых поверхностей, все характеристики которых на первый взгляд достаточно близки.

Поэтому зачастую выбор исходных поверхностей и их сочетания носит субъективный характер. Например, если в качестве исходных принять поверхности, данные по которым представлены в табл. 2.7 и 2.8 (всего 19 поверхностей), то можно получить 361 вариант матрицы теплообменника. Выполнить такой объем анализа возможно лишь при использовании компьютерной техники. На основе изложенных ранее методов расчета теплообменного аппарата составляется программа расчета, а в качестве исходной информации вводятся геометрические и теплогидравлические характеристики поверхностей теплообмена в табличной или критериальной форме.

На рис. 4.7 приведены результаты расчета объема матрицы. Можно видеть, что поверхность ГлР-5 при любом сочетании приводит к объему матрицы более 1,2 м^3 и для дальнейшего анализа не

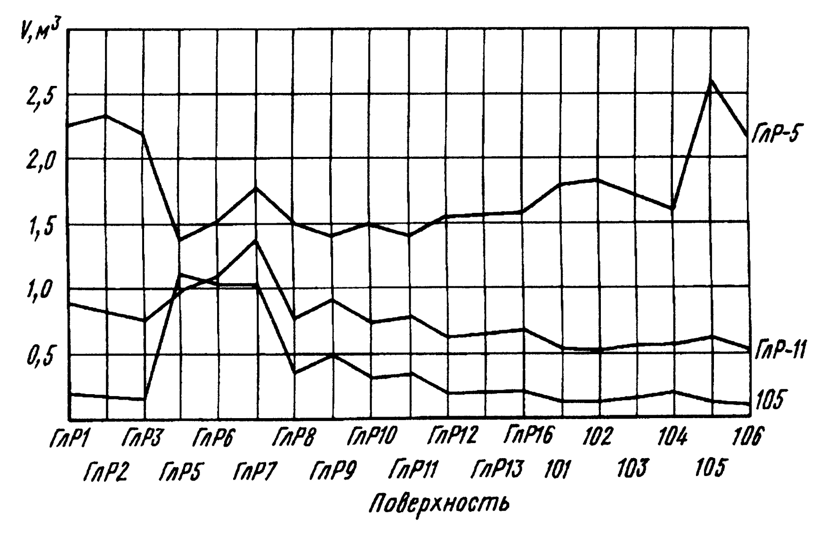


Рис. 4.7. Результаты расчета объема матрицы регенератора рекуперативного типа при $\sigma = 0,74$, $G = 2,85$ кг/с при различных сочетаниях поверхностей теплообмена

целесообразна. Среди наиболее приемлемых оказываются поверхности ГлР-11 и 105. При этом имеются две области (начало и вторая половина кривых вдоль оси абсцисс на рис. 4.7), где сочетания поверхностей приводят к минимальным объемам матрицы. В дальнейшем для этих сочетаний анализируются геометрические размеры матрицы, размеры присоединяемых патрубков и общее компоновочное решение теплообменного аппарата.

4.3. Компенсация тепловых расширений

Прочность, надежность, длительная работоспособность и поддержание рабочих характеристик в значительной мере зависят от того, как поведут себя матрица и корпусная система при изменении температурного режима теплообменного аппарата. Смонтированный в условиях температуры окружающей среды теплообменный аппарат затем выводят на уровень рабочих температур. При этом на рабочем режиме температура корпуса теплообменника всегда отличается от температуры матрицы, что может вызвать коробление матрицы теплообменника, изменение ее теплогидравлических характеристик, местные перегревы, нарушение газоплотности и даже прогары матрицы. С этой точки зрения идеальной является конструкция теплообменника, в которой обеспечено независимое тепловое расширение корпуса и матрицы. Среди известных поверхностей теплообмена независимым тепловым расширением характеризуются только трубы Фильда. Во всех остальных случаях следует оценивать разность тепловых расширений корпуса и матрицы для решения вопроса о необходимости ввода в конструкцию теплообменника специальных компенсационных устройств.

Рассмотрим длину корпуса и матрицы в исходном состоянии, при выводе на рабочие температуры и свободном расширении корпуса и матрицы, а также при выводе на рабочие температуры при жестком соединении корпуса и матрицы (рис. 4.8). Принимая гипотезу плоских сечений и условие работы корпуса и матрицы в области упругих деформаций, можно записать следующие очевидные зависимости:

разность тепловых расширений корпуса и матрицы при их свободных расширениях

$$\Delta L = L\beta_{\text{м}}(T_{\text{м}} - T_0) - L\beta_{\text{к}}(T_{\text{к}} - T_0); \qquad (4.13)$$

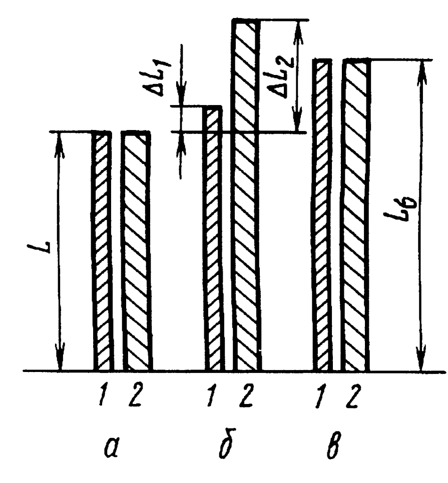


Рис. 4.8. Тепловые и упругие деформации теплообменника:
а – длина корпуса и матрицы при исходной температуре; *б* – длина корпуса и матрицы при свободном расширении; *в* – длина корпуса и матрицы при их жестком соединении абсолютно жесткими трубными досками; *1* – корпус; *2* – матрица

упругая деформация корпуса при жестком соединении матрицы с корпусом

$$\Delta L_{\text{к}} = \frac{\sigma_{\text{к}} L}{E_{\text{к}}}; \tag{4.14}$$

упругая деформация матрицы при тех же условиях

$$\Delta L_{\text{м}} = \frac{\sigma_{\text{м}} L}{E_{\text{м}}}, \tag{4.15}$$

где $\beta_{\text{к}}$ и $\beta_{\text{м}}$ — коэффициенты температурного расширения корпуса и матрицы; $T_{\text{к}}$ и $T_{\text{м}}$ — температуры корпуса и матрицы на рабочем режиме; T_0 — начальная температура теплообменника; $\sigma_{\text{к}}$ и $\sigma_{\text{м}}$ — напряжения растяжения (сжатия) в корпусе и матрице; $E_{\text{к}}$ и $E_{\text{м}}$ — модули упругости материала корпуса и матрицы при рабочих температурах; L — длина теплообменника в холодном состоянии.

Очевидно, что разность температурных деформаций (см. выражение (4.13)) при жестком закреплении равна сумме упругих деформаций корпуса и матрицы, т.е.

$$\beta_{\text{м}}(T_{\text{м}} - T_0) - \beta_{\text{к}}(T_{\text{к}} - T_0) = \frac{\sigma_{\text{к}}}{E_{\text{к}}} + \frac{\sigma_{\text{м}}}{E_{\text{м}}}. \tag{4.16а}$$

Для упрощения выражения (4.16) можно принять $T_0 = 0\,^{\circ}\text{C}$, что близко к действительности:

$$\beta_{\text{м}} T_{\text{м}} - \beta_{\text{к}} T_{\text{к}} = \frac{\sigma_{\text{к}}}{E_{\text{к}}} + \frac{\sigma_{\text{м}}}{E_{\text{м}}}. \tag{4.16б}$$

Из условия баланса сил $\sigma_м F_м = \sigma_к F_к$, где $F_к$ и $F_м$ — поперечные сечения корпуса и матрицы. Тогда

$$\beta_м T_м - \beta_к T_к = \sigma_м F_м \left(\frac{1}{E_м F_м} + \frac{1}{E_м F_к} \right) = \\ = \sigma_к F_к \left(\frac{1}{E_м F_м} + \frac{1}{E_к F_к} \right) \quad (4.17)$$

или окончательно напряжения в корпусе

$$\sigma_к = \frac{\beta_м T_м - \beta_к T_к}{F_к \left(\frac{1}{E_м F_м} + \frac{1}{E_к F_к} \right)}, \quad (4.18)$$

напряжения в матрице

$$\sigma_м = \frac{\beta_м T_м - \beta_к T_к}{F_м \left(\frac{1}{E_м F_м} + \frac{1}{E_к F_к} \right)}. \quad (4.19)$$

Если напряжения в корпусе или матрице превышают допустимый уровень, вводят компенсацию тепловых расширений.

При приемлемом уровне напряжений необходимо еще выполнить проверку прочности соединения корпуса с матрицей. Например, при трубной матрице проверяют прочность развальцовки трубы в трубной доске. На основании опытных данных получено следующее условие прочности соединения:

$$\sigma_т < 223 \frac{\delta_д}{d_{ср}}, \quad (4.20)$$

где $\sigma_т$ — напряжения растяжения (сжатия) в трубе при продольном нагружении; $\delta_д$ — толщина трубной доски; $d_{ср}$ — средний диаметр трубы.

На рис. 4.9 приведены наиболее распространенные способы компенсации термических расширений: с плавающей трубной доской, с плавающей головкой, с герметичным компенсатором.

Компенсацию с плавающей трубной доской используют при небольших перепадах давлений между каналами теплоносителей и возможности некоторой утечки среды высокого давления. Уровень утечек зависит от эффективности работы сальников. Полость между сальниками обязательно дренируют.

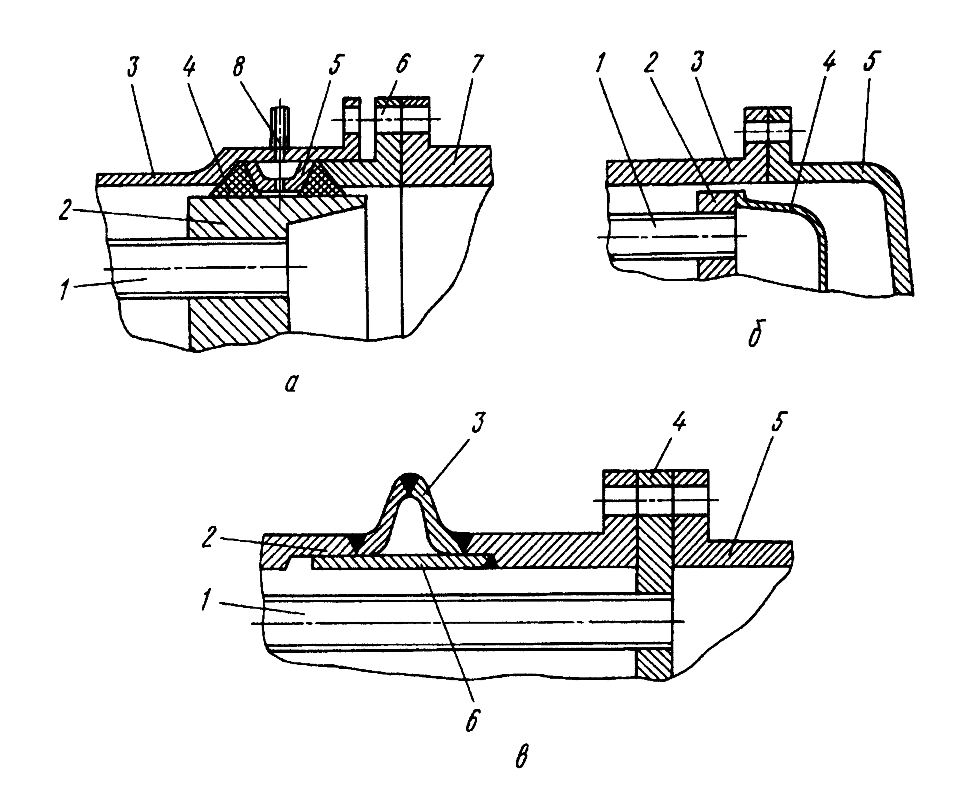


Рис. 4.9. Способы компенсации термических расширений:
а – плавающая трубная доска: *1* – трубный пучок; *2* – трубная доска; *3* – корпус; *4* – сальниковая набивка; *5* – распорная втулка; *6* – нажимной стакан; *7* – патрубок; *8* – дренажный канал; *б* – плавающая головка: *1* – трубный пучок; *2* – трубная доска; *3* – корпус; *4* – крышка-коллектор плавающей головки; *5* – днище корпуса; *в* – корпус со встроенным компенсатором: *1* – трубный пучок; *2* – корпус; *3* – компенсатор; *4* – трубная доска; *5* – патрубок; *6* – направляющий стакан

Использование плавающей головки утяжеляет и удорожает теплообменный аппарат. При этом по контуру плавающей головки возможен некоторый байпасный поток теплоносителя, для предотвращения которого иногда вводят контактное уплотнение между корпусом и плавающей головкой.

Компенсаторы в виде сильфона используют при цилиндрическом корпусе теплообменника. При больших перепадах давлений по условиям прочности требуется толстая стенка компенсатора, что вызывает потерю эластичности. Поэтому в таком случае применяют компенсаторы с бронирующими кольцами, что позволяет при сохранении эластичности повысить прочность компенсатора. Для предотвращения чрезмерного растяжения компенсатора могут вводиться

ограничивающие упоры, а для предотвращения перекосов корпуса и сохранения его гидравлической "гладкости" — телескопические вставки.

4.4. Прочностные характеристики теплообменных аппаратов

Как правило, теплообменный аппарат работает под перепадом давлений, являющихся следствием разности давлений теплоносителей и давления окружающей среды, что приводит к возникновению напряжений. Дополнительные напряжения появляются от собственной массы теплообменника и от заполняющей теплообменник массы теплоносителя (если теплоноситель — жидкость). К этому добавляются термические напряжения. Теплообменники, работающие под давлением и при повышенных температурах, могут служить источниками серьезных аварий. Поэтому к теплообменникам предъявляют жесткие требования контроля. Так, при емкости теплообменного аппарата более 25 л и избыточном давлении более 0,07 МПа вводят специальные методы контроля: если произведение объема (в литрах) на избыточное давление (в МПа) оказывается более 50, то такой теплообменный аппарат подлежит контролю инспекции Гостехнадзора.

Расчет толщины стенки цилиндрического корпуса. При нагружении цилиндрического корпуса равномерным по объему теплообменного аппарата перепадом давлений максимальные напряжения возникают в аксиальном сечении стенки. Тогда расчетная толщина стенки корпуса

$$\delta_{\text{к}} = \frac{p_{\text{р}} D_{\text{вн}}}{2\sigma_{\text{д}}\eta\varphi - p_{\text{р}}} + C. \tag{4.21}$$

При больших размерах теплообменника необходимо учитывать нагрузку от собственной массы и массы заполняющего теплоносителя. Так, для вертикального корпуса следует проверить напряжения в поперечном сечении корпуса

$$\sigma_{\text{д}} \geq \sigma = \frac{p_{\text{р}} D_{\text{вн}}}{4\delta_{\text{к}}} + \frac{P}{\pi D_{\text{вн}}\delta_{\text{к}}}. \tag{4.22}$$

В формулах (4.21) и (4.22) $p_{\text{р}}$ — максимальное избыточное давление; $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр корпуса; $\sigma_{\text{д}}$ — допустимые напряжения; η — поправка на условия работы теплообменника; φ —

коэффициент прочности сварного шва; C — поправка геометрического размера на коррозию и округления размера до стандартного; σ — напряжения в верхнем поперечном сечении корпуса; P — нагрузка от собственной массы и массы теплоносителя.

Для обычного теплообменника $\eta = 1{,}0$, $\varphi = 1{,}0$, $C > 0{,}5$ мм; для работающего в условиях агрессивных сред $C = 3\ldots5$ мм; для взрыво-пожароопасных теплоносителей $\eta = 0{,}9$. Коэффициент прочности сварного шва: при автоматической сварке под флюсом и двустороннем проваре или сварке в тавр $\varphi = 1{,}0$, то же самое при ручной сварке $\varphi = 0{,}95$; при ручной односторонней сварке с накладкой по всей длине шва $\varphi = 0{,}9$; при соединении внахлестку и двустороннем проваре $\varphi = 0{,}8$.

Толщину стенки сварного корпуса с учетом необходимой жесткости при транспортировке и исключения возможных прожогов при сварке рекомендуется принимать не менее 5 мм (рекомендация не относится к компактным пластинчато-ребристым теплообменникам с ограниченным значением расчетного давления).

Если напряжения σ (см. выражение (4.22)) превысят допустимый уровень, толщину стенки корпуса следует увеличить.

Расчет толщины днища. При расчете на прочность сферического днища его толщина всегда оказывается меньше толщины стенки корпуса. Поэтому для сферических днищ толщина принимается по толщине стенки корпуса. Сферические днища дороги в изготовлении и применяются сравнительно редко. Более распространены эллиптические днища, практически не уступающие сферическим по прочности, но более технологичные. Толщину стенки эллиптического днища определяют по формуле

$$\delta = \frac{p_{\text{р}} D_{\text{вн}}}{4\sigma_{\text{д}}\eta\varphi k - p_{\text{р}}} \frac{D_{\text{вн}}}{2h} + C, \qquad (4.23)$$

где $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр корпуса; h — высота выпуклой части днища (принимается $h \geq 0{,}2D_{\text{вн}}$), остальные обозначения и рекомендуемые значения те же, что и в формуле (4.21).

Толщину (м) плоского круглого днища, приваренного к корпусу, определяют по зависимости

$$\delta = kD_{\text{вн}}\sqrt{\frac{p_{\text{р}}}{\sigma_{\text{д}}}} + C, \qquad (4.24)$$

где $k = 0{,}44\ldots0{,}60$ — конструктивный коэффициент.

Расчет толщины трубной доски. В теплообменном аппарате вертикальной ориентации с закрепленной верхней трубной доской и плавающей нижней трубной доской (или плавающей головкой) верхняя трубная доска воспринимает нагрузку вследствие разности давлений в трубах и межтрубном пространстве плюс нагрузку от массы труб. При жесткой заделке принимают во внимание влияние корпуса.

При разности температур между корпусом и трубами более 15 К или при давлении в теплообменном аппарате выше 5 МПа либо при диаметре корпуса более 1500 мм и давлении выше 1 МПа толщину трубной доски определяют по зависимости

$$\delta_д = \left[17\delta_к \sqrt[4]{\frac{0{,}5Lp_р}{\sigma_д}}\right]^{0{,}8}, \qquad (4.25)$$

где $\delta_к$ — толщина стенки корпуса; L — длина трубы; $p_р$ — расчетное давление, равное большему из трех следующих:

$$p_р = (0{,}6 + 0{,}4a)(p_м - p_т) - \overline{\rho}(p_т - 0{,}6p_м) + 1{,}27\frac{bE_тF_т}{D_{вн}};$$
$$p_р = (0{,}6 + 0{,}4a + 0{,}6\overline{\rho})p_{мп};$$
$$p_р = (0{,}6 + 0{,}4a + \overline{\rho})p_{тп};$$

$p_м$ — давление в межтрубном пространстве; $p_т$ — давление в трубах; $p_{тп}$, $p_{мп}$ — пробное давление в трубном и межтрубном пространстве при гидроиспытаниях теплообменника; $\overline{\rho} = \dfrac{E_тF_т}{E_кF_к}$ — отношение жесткости труб и корпуса; $b = \beta_тT_т - \beta_кT_к$ — расчетный температурный коэффициент, учитывающий разность температурных расширений труб и корпуса (T — в °C); $a = 1 - z(d_{вн}/D_{вн})^2$ — степень перфорации трубной доски; z — число труб на трубной доске.

Пробное избыточное давление при гидроиспытаниях рекомендуется следующее: для сварных теплообменных аппаратов при $p_р < 0{,}5$ МПа $p_п = 1{,}5p_р$, но не менее 0,2 МПа, при $p_р > 0{,}5$ МПа $p_п = 1{,}25\,p_р$, но не менее p+0,3 МПа; для литых конструкций $p_п = 1{,}5p_р$, но не менее 0,3 МПа.

В теплообменниках с плавающей нижней трубной доской или плавающей головкой толщину трубной доски определяют по уравнению

$$\delta_д = \frac{D_{с.п}}{4{,}2}\sqrt{\frac{p}{\varphi\sigma_д}} + C, \tag{4.26}$$

где $D_{с.п}$ — средний диаметр прокладки; p — расчетное давление, равное большему давлению в трубах и межтрубном пространстве; $\varphi_р = \dfrac{t-d}{t}$ — коэффициент прочности трубной доски; t — минимальный шаг отверстий диаметром d.

Для получения более детальных сведений по расчету прочности теплообменных аппаратов необходимо обращаться к специальным нормативным материалам.

Следует иметь в виду, что многие геометрические соотношения конструктивных элементов теплообменных аппаратов принимают на основе практических рекомендаций, базирующихся на опыте изготовления и эксплуатации. Например, минимальная толщина стальной трубной доски из условия заделки труб в трубную доску определяется эмпирической зависимостью

$$\delta_{д\,min} = \frac{0{,}435d + 0{,}15}{t-d} > 0{,}01\ м, \tag{4.27}$$

а минимальную толщину стенки литого корпуса американский стандарт рекомендует принимать согласно данным, представленным в табл. 4.2.

Таблица 4.2. **Рекомендуемая толщина стенки литого корпуса**

Диаметр корпуса, мм	Толщина стенки, мм, при давлении	
	до 0,53 МПа	до 1,07 МПа
До 260	9,5	9,5
300–490	12,7	12,7
500–650	15,8	15,8
680–740	15,8	19,0
790–890	15,8	22,1
940–990	19,0	25,4
1060–1220	22,1	31,7
1295–1530	25,4	38,1

4.5. Примеры конструкций теплообменных аппаратов

4.5.1. Воздухоохладители ГТУ открытого цикла

Воздухоохладитель встраивается в воздушный тракт ГТУ между каскадами компрессоров. Охлаждающей средой может быть атмосферный воздух или вода из оборотной системы водоснабжения (что преимущественно и используется). В последнем случае охлаждающая вода циркулирует в контуре промежуточного теплоносителя и сама охлаждается внешним теплоносителем (чаще это атмосферный воздух) в обычной или сухой градирне либо с помощью брызгального бассейна. Отводимая от воздухоохладителя теплота может использоваться на нужды теплофикации.

В воздухоохладителе воздух охлаждают обычно до температуры 300...310 К. Если теплоту используют в теплофикационных целях, то воздухоохладитель компонуют из двух последовательно расположенных секций: высокотемпературной теплофикационной и низкотемпературной циркуляционной. Выходящая в этом случае из теплофикационной секции вода имеет температуру 350...420 К, что отвечает требованиям теплосети. А низкотемпературная секция работает на внешний сброс теплоты, например через градирню, или отдает теплоту потребителю низкопотенциальной теплоты. В летний период при отключении теплофикационной нагрузки обе секции работают в циркуляционном режиме. В комбинированных парогазовых установках отведенную от воздуха теплоту можно использовать для замещения теплоты пара в регенеративных подогревателях питательной воды и экономайзере.

Давление воды в циркуляционной секции составляет 0,15... ...0,2 МПа, а в теплофикационной — 1,5...2 МПа. При работе ГТУ на влажном воздухе (влагосодержание зависит от состояния атмосферы) процесс охлаждения воздуха сопровождается конденсацией водяных паров. Увлекаемые в проточную часть компрессора капли воды могут приводить к эрозии лопаточных теплообменных аппаратов, а также вызывать коррозию проточной части. Для предотвращения этих явлений за воздухоохладителем устанавливают сепараторы влаги. Например, с помощью жалюзи осуществляют резкий поворот потока, движущегося с большой скоростью.

Инерционный эффект приводит к сепарации влаги, которая затем через конденсатоотводчики дренируется из проточной части.

Сепаратор инерционного типа размещают в колене воздуховода. Инерционный способ сепарации приводит к ощутимым потерям давления. Поэтому наибольшее распространение получил сепаратор, основанный на принципе коагуляции влаги. Медленно движущийся поток воздуха омывает развитую волнистую поверхность, на которой происходит коагуляция капель воды. Такой влагоотделитель располагают сразу за воздухоохладителем.

В стационарных ГТУ распространение получили обособленно расположенные воздухоохладители. Они удобны в монтаже и техническом обслуживании. Теплообменник имеет независимый фундамент, а соединительные воздуховоды оборудованы эластичной связью (компенсаторами), что исключает какое-либо силовое воздействие теплообменника на корпус ГТУ.

В ГТУ транспортного назначения воздухоохладитель чаще располагают на напорном патрубке КНД. Установка становится компактной, улучшаются газодинамические показатели воздушного тракта. Однако напорный патрубок должен обеспечить равномерное на входе в теплообменник поле скоростей, что достигается совместным проектированием и последующей экспериментальной доводкой узла соединения компрессора с воздухоохладителем.

Встроенные промежуточные охладители, используемые в ГТУ замкнутого цикла (рис. 4.10), находят применение и в ГТУ открытого цикла. Например, в ГТУ-200-750 (проект ХТГЗ—МВТУ) воздухоохладитель встроен между компрессорами блока высокого давления. Это позволило выполнить конструкцию корпуса и перепусковых коллекторов осесимметричной, исключить длинные перепускные воздухопроводы и мощные концевые уплотнения, свойственные высоконапорным компрессорам, а также уменьшить потери давления на перепуске.

Для изготовления поверхности теплообмена применяют сплавы на основе меди и алюминия, характеризуемые высокой теплопроводностью и позволяющие эффективно использовать оребрение. Так, в воздухоохладителе отечественной ГТУ ГТ-50-800 применен трубный пучок из плоских латунных труб с прямоугольным пластинчатым оребрением. Ребра припаяны к трубам мягким припоем. Трубы закреплены в трубных досках вальцовкой.

Типичная конструкция воздухоохладителя использована в ГТУ ГТ-100-750 (рис. 4.11). Воздухоохладитель состоит из двух параллельных модулей, каждый из которых рассчитан на расход воздуха

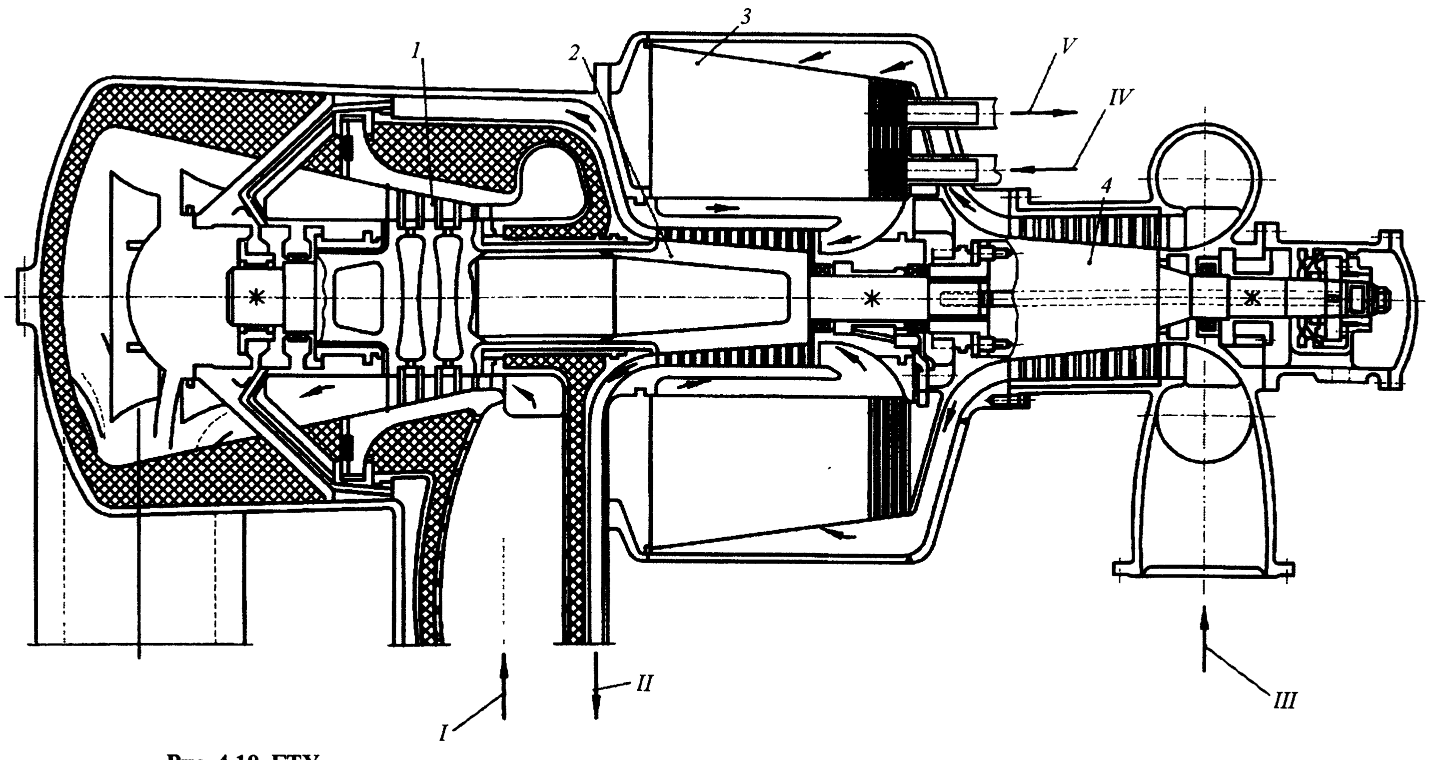


Рис. 4.10. ГТУ замкнутого цикла со встроенным промежуточным охладителем:
1 – турбина; *2* – компрессор высокого давления; *3* – встроенный промежуточный охладитель; *4* – компрессор низкого давления; *I* – поток гелия от реактора; *II* – поток гелия к регенератору; *III* – поток гелия от концевого охладителя; *IV* – ввод воды; *V* – отвод воды

225 кг/с. В каждом модуле последовательно установлены теплофикационная *7* и циркуляционная *10* секции. Летом все секции работают в циркуляционном режиме. На выходе из воздухоохладителя установлен сепаратор влаги *1*. Поверхности теплообмена унифицированы и образованы трубным пучком *2*. Трубы с наружным оребрением, биметаллические: внутренняя труба (сердечник) диаметром 19×17 мм выполнена из томпака, а наружная труба (рубашка) с накатанным высоким оребрением — из алюминиевого сплава АД1М. Наружный диаметр кругового ребра 44 мм, диаметр по межреберной впадине 20,5 мм, толщина ребра 0,7 мм, шаг оребрения 3,3 мм. Рубашка напрессована на сердечник в горячем состоянии, что обеспечивает хороший тепловой контакт и практически отсутствие термического сопротивления в этой зоне. Площадь поверхности теплообмена по оребренной стороне 6500 $м^2$, длина оребренной трубы в трубном пучке около 4 м. Неоребренные концы труб заделаны в концевые трубные доски вальцовкой.

Теплообменник выполнен по схеме перекрестного тока, двухходовым по воде. Верхняя трубная доска *4* жестко соединена с корпусом, а нижняя *8* снабжена поворотным коллектором и образует таким образом плавающую головку, что обеспечивает свободу тепловых расширений трубного пучка. Трубные доски из-за перепада давлений воспринимают значительные механические нагрузки. Для их разгрузки используют анкерные связи (стяжные болты *5* и распорные втулки *6*) между коллектором *3* полуцилиндрической формы и трубной доской. При расчете прочности трубного пучка и плавающей головки принята во внимание нагрузка от массы воды, заключенной в теплообменном аппарате. Верхний коллектор разделен фигурной вертикальной стенкой на две полости, снабженные соответственно подводящим и отводящим патрубками воды. Для удаления осадка и слива воды при длительных остановках в нижнем коллекторе предусмотрен дренажный клапан *9*.

Для предотвращения байпасного потока воздуха между корпусом и плавающей головкой установлено контактное уплотнение нажимного типа, принципиальная схема которого дана на рис. 4.12. Башмак *7* уплотнения с помощью упругого герметичного элемента *3* подвешен на корпусе *4* теплообменника. В паз башмака вставлено термостойкое эластичное уплотнение *2* квадратного сечения — асбестовый шнур сквозного плетения или термостойкая резина. Натяжным болтом *6* башмак прижимают к уплотняемой плоскости

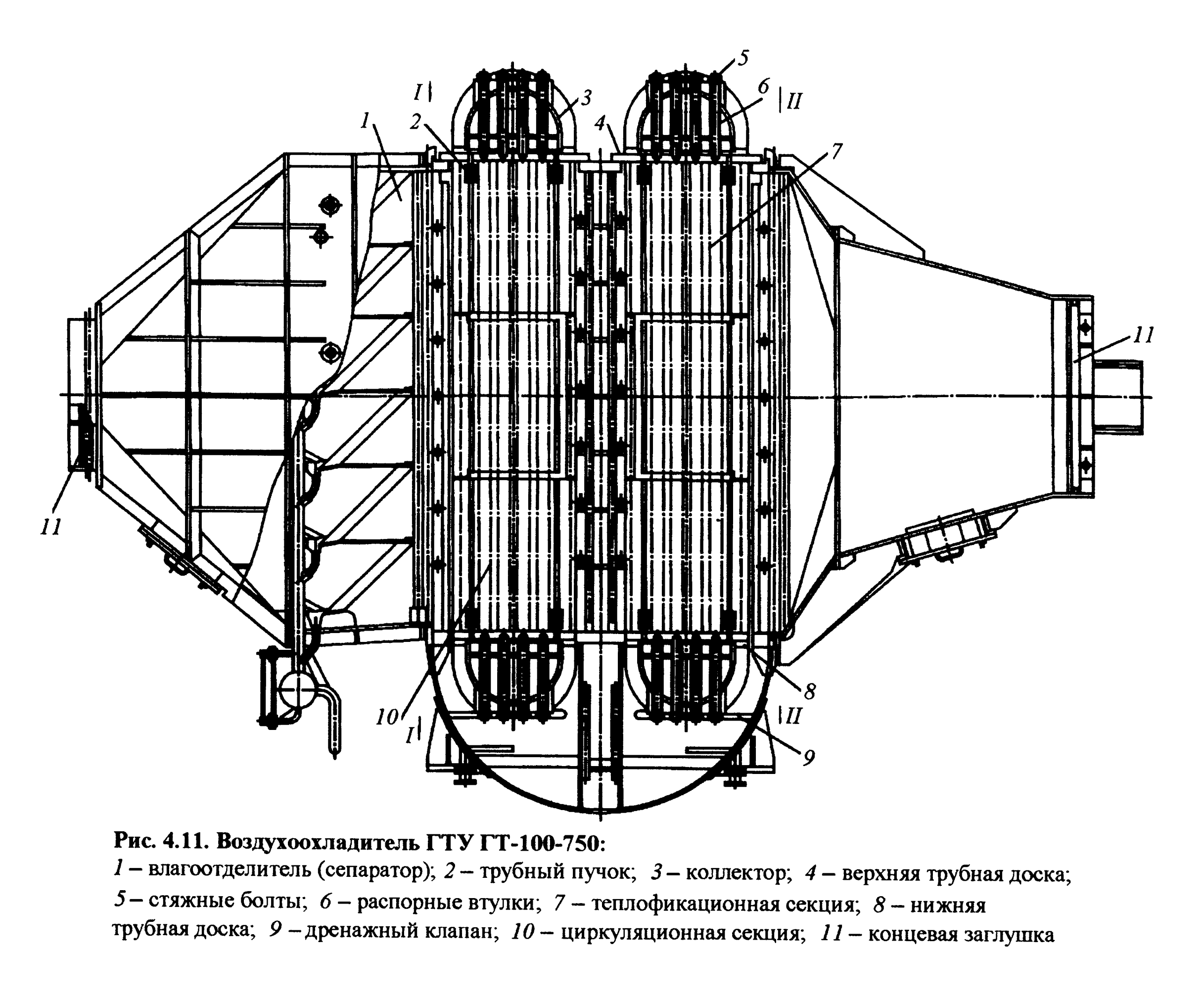


Рис. 4.11. Воздухоохладитель ГТУ ГТ-100-750:
1 – влагоотделитель (сепаратор); *2* – трубный пучок; *3* – коллектор; *4* – верхняя трубная доска; *5* – стяжные болты; *6* – распорные втулки; *7* – теплофикационная секция; *8* – нижняя трубная доска; *9* – дренажный клапан; *10* – циркуляционная секция; *11* – концевая заглушка

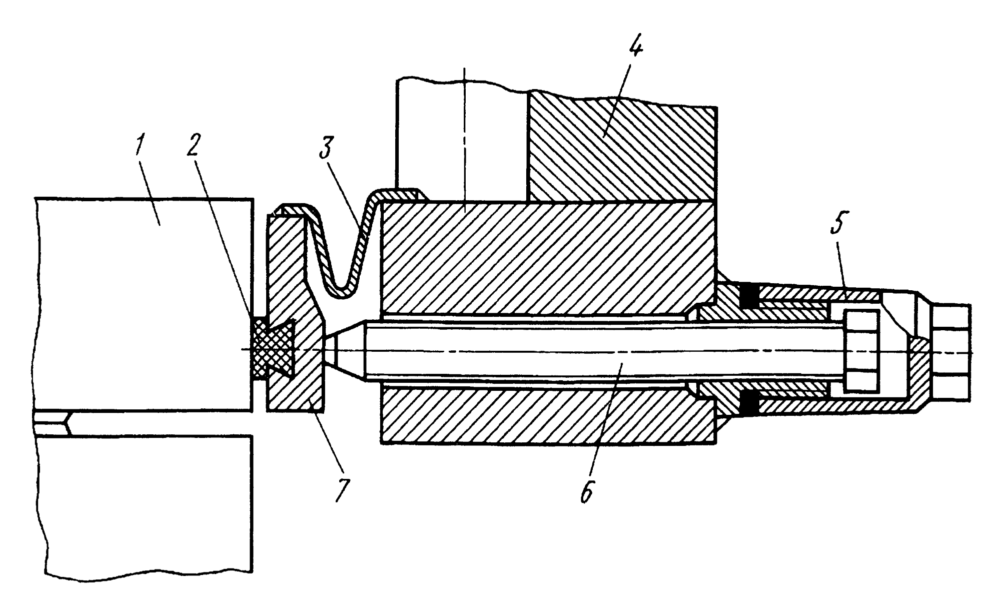


Рис. 4.12. Схема уплотнения плавающей головки воздухоохладителя ГТУ ГТ-100-750:

1 – плавающая головка; *2* – уплотнение; *3* – герметичная эластичная подвеска; *4* – корпус воздухоохладителя; *5* – защитный колпак; *6* – натяжной болт; *7* – башмак

плавающей головки *1*, чем обеспечивают требуемый для уплотнения стыка контакт. При этом свобода перемещения головки не ограничена. Натяжной болт закрыт защитным колпаком *5*. Периодически, по мере нарушения плотности стыка, уплотнение подтягивают.

Воздухоохладитель после сборки в заводских условиях подвергают гидроиспытаниям. Теплофикационную секцию опрессовывают под давлением 2,3 МПа, а циркуляционную — 0,6 МПа. При этом вода нагнетается в трубы. Воздушный тракт опрессовывают под давлением 0,55 МПа. После гидроиспытаний теплообменный аппарат разрезают по сечениям *I–I* и *II–II* (см. рис. 4.11) на три транспортабельные части. При сборке на месте эксплуатации все три части соединяют сваркой и вновь проводят гидроиспытания по описанной выше схеме. Затем концевые части патрубков вместе с заглушками *11* срезают примерно на длину 180 мм и к патрубкам приваривают фланцы. Одновременно от корпуса отрезают транспортировочные лапы. Воздухоохладитель устанавливают на четырех несущих лапах, одну из которых жестко связывают с фундаментом. Масса воздухоохладителя 55,4 т, при заполнении его водой она увеличивается до 61 т.

В судовых ГТУ используют преимущественно обособленное размещение воздухоохладителя. Матрица теплообменника образована трубным пучком. Это обусловлено тем, что трубчатая матрица характеризуется высокой вибростойкостью, которую еще можно повысить перевязкой труб бандажами. Трубчатая матрица к тому же не вносит каких-либо ограничений на форму поперечного сечения теплообменника, это дает большую свободу при выборе компоновочного решения. Расположение трубного пучка преимущественно горизонтальное, что определяется размещением теплообменника в машинном отделении и малым напором охлаждающей воды, забираемой из-за борта. При проектировании воздухоохладителя для морских судовых установок особое внимание уделяют подбору материала, поскольку в морской воде многие материалы активно окисляются, места сопряжения подвергаются разрушению в результате образования гальванической пары из контактирующих элементов. В основном для труб применяют мельхиор, трубные доски изготовляют из латуни, а корпус по стороне воды покрывают бакелитовым лаком. По условиям вибропрочности и ограничения массы предпочтение отдают цилиндрическому корпусу. Увеличения жесткости трубного пучка можно достичь постановкой промежуточных трубных досок (промежуточных дефлекторов).

Схема воздухоохладителя судовой ГТУ дана на рис. 4.13. В цилиндрическом корпусе *3* размещена трубчатая матрица *4* кольцевого типа. Для повышения компактности использованы трубы малого

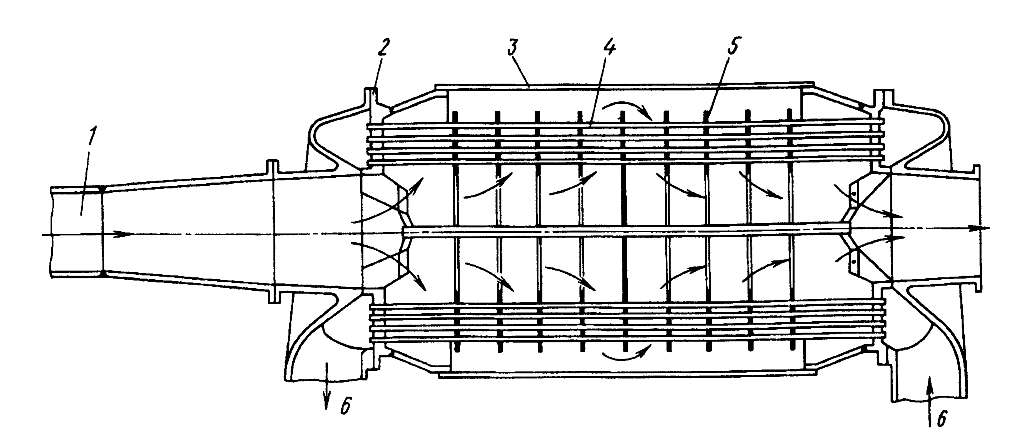


Рис. 4.13. Воздухоохладитель судовой ГТУ:
1 – вход воздуха; *2* – трубная доска; *3* – корпус; *4* – трубчатая матрица кольцевого типа; *5* – промежуточная трубная доска (дефлектор); *6* – вход и выход воды

диаметра. Вода движется в трубах в один ход, а воздух обтекает трубный пучок в поперечном направлении в два хода. Трубный пучок усилен промежуточными трубными досками *5*. Трубы развальцованы в трубные доски *2*. Пайка мягкими припоями не используется, так как в присутствии морской воды оловянистые припои образуют гальванические пары с материалом труб.

4.5.2. Воздухоподогреватели (регенераторы) ГТУ открытого цикла

Регенераторы работают при высоких температурах, что связано не только с термопрочностью поверхности теплообмена, но и со значительными тепловыми расширениями. Переменный в пределах рабочих режимов уровень температур приводит к колебанию термических напряжений и накоплению термической усталости материала. На поверхности теплообмена, особенно на стороне горячего газа, могут наблюдаться явления высокотемпературной коррозии. А при наличии в продуктах сгорания сернистой составляющей возникает также опасность низкотемпературной сернокислотной коррозии на хвостовых поверхностях регенератора в области расхоложенных дымовых газов. Загрязненные зольными и сажевыми компонентами продукты сгорания образуют на поверхности теплообмена устойчивые отложения, которые могут значительно влиять (особенно для поверхностей с малыми гидравлическими диаметрами) на теплогидравлические характеристики поверхности теплообмена.

Опыт эксплуатации показывает, что регенератор относится к типу наиболее уязвимых теплообменных аппаратов. Так, при тотальном обследовании газотурбинных установок газокомпрессорных станций на Трансканадском газопроводе было обнаружено, что значительная часть регенеративных ГТУ работает с недобором мощности и повышенными расходами топлива вследствие потери газоплотности регенераторами. Если утечки воздуха из воздушного тракта регенератора превышают $6\ldots7\,\%$, регенератор лучше вообще исключить из тракта ГТУ. В регенераторах с вращаемой матрицей повышенные уровни утечек обычно бывают связаны с износом уплотнений.

Регенераторы рекуперативного типа. К рекуперативному регенератору предъявляют следующие требования: высокая термопрочность и надежность, газоплотность тракта, работоспособность при переменных режимах работы ГТУ, высокая маневрен-

ность, сопротивляемость против высокотемпературной и низкотемпературной коррозии, малая склонность к аккумулированию отложений и возможность легкой очистки, в том числе "на ходу", простота подвески матрицы в корпусе теплообменника, надежная компенсация тепловых расширений, высокая ремонтопригодность, простота технического обслуживания, высокая технологичность и низкая стоимость изготовления.

Для изготовления поверхности теплообмена используют теплостойкие антикоррозионные материалы. Например, в регенераторах газотурбинных установок Невского машиностроительного завода матрица выполнена из коррозионно-стойкой стали. При использовании сталей, склонных к коррозии, применяют защитные покрытия типа термостойких эмалей. Покрытия повышают не только коррозионную, но и абразивную стойкость поверхности теплообмена. В последнее время достигнут некоторый прогресс в области разработки керамических поверхностей теплообмена. Но пока все сводится к созданию опытных образцов.

При разработке регенератора для ГТУ, работающей на низкосортных высокозольных топливах, особое внимание уделяют мерам, предотвращающим возможность образования отложений. В первую очередь стремятся избегать зон, в которых могут возникать обратные токи. Такие решения одновременно способствуют повышению гидравлической эффективности теплообменного аппарата.

Для наилучшей очистки поверхности теплообмена желательно предусмотреть возможность легкого доступа к матрице с целью ее периодической очистки. Предусматривают также возможность очистки поверхности без разборки теплообменника. Например, в продукты сгорания на входе в регенератор можно ввести пар аммиака. В результате наблюдается увеличение объема отложений за счет появления пористости, снижение их механической прочности и загромождение проходного сечения каналов. Происходящее при этом увеличение скорости теплоносителя приводит к срыву отложений — явление аэродинамической самоочистки. Иногда в период очистки кратковременно увеличивают температуру газа и массовый расход (соответственно скорость) теплоносителя.

В регенераторах стационарных ГТУ распространение получили трубчатые и пластинчатые поверхности теплообмена. Трубчатую матрицу чаще размещают в цилиндрическом корпусе. Одну трубную доску связывают с корпусом регенератора, а вторую присоединяют к корпусу через компенсатор либо компенсатор встраивают в

корпус теплообменника. По соображениям прочности и снижения массы регенератора среду высокого давления (воздух) после компрессора можно направить по трубам, хотя температура корпуса при этом становится несколько выше. Но проще производить очистку от отложений внутренней поверхности труб, например, шарошками и щетками на длинных державках, что часто приводит к выбору схемы со средой низкого давления (газ) в трубах.

Оребрение поверхности целесообразно вводить по стороне газа. Внутреннее оребрение труб технологически осуществить сложно, поэтому такие трубы не нашли распространения. Отметим, что оребрение способствует аккумулированию отложений и затрудняет очистку поверхности.

На рис. 4.14 дана схема регенератора с гладкотрубной матрицей *7*, имеющей форму полого цилиндра. Газ движется по трубам, а воздух по схеме многократного перекрестного тока обтекает трубный пучок. Схема движения воздуха реализована посредством дефлекторов *3* типа "диск—кольцо". Осесимметричный поток воздуха при осевом потоке газа создает осесимметричное температурное поле матрицы на стационарных и переходных режимах. Для компенсации тепловых расширений в корпус *4* теплообменника встроен компенсатор *2*.

Большой парк отечественных ГТУ оборудован регенераторами с пластинчатой матрицей. Используют многосекционную матрицу, унифицированную секцию которой набирают из профилированных пластин размером 1364 × 676 мм. Сборку пластин в единую секцию осуществляют с помощью сварки. Например, регенератор установки ГТК-10 (рис. 4.15) имеет шестисекционную матрицу, скомпонованную в виде вертикального блока — две секции по ширине и три секции в высоту. Все секции работают параллельно. Между двумя вертикальными рядами секций размещен воздушный канал, заглушенный снизу и соединенный сверху с воздухоподводящим патрубком *2*. В любом по высоте канала сечении воздух двумя параллельными потоками *5* входит в две противолежащие секции, проходит по каналам матрицы (Z-образная схема движения) и выходит в вертикальные воздухосборные коллекторы *6*, находящиеся с обеих сторон регенератора. Расположенный снизу полуцилиндрический патрубок *7*, соединенный с вертикальными коллекторами, объединяет потоки нагретого воздуха и выводит их из регенератора. Таким образом, весь обвод матрицы выполнен в виде полуцилиндрических

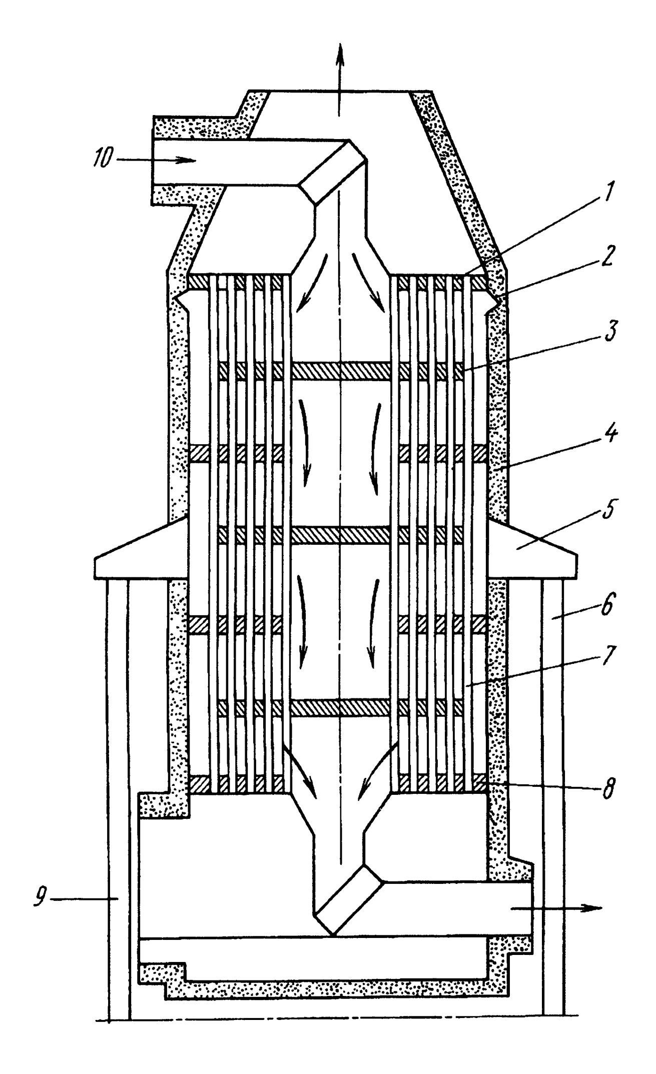


Рис. 4.14. Регенератор башенного типа:
1 – верхняя трубная доска; *2* – компенсатор; *3* – дефлектор типа "диск — кольцо"; *4* – корпус; *5* – опорная лапа; *6* – несущая опорная рама; *7* – гладкотрубная матрица; *8* – нижняя трубная доска; *9* – вход газа; *10* – вход воздуха

патрубков, хорошо выдерживающих высокое внутреннее давление. В регенераторе реализована противоточная схема движения теплоносителей. Матрица регенератора ГТУ ГТК-10, по существу, представляет собой сдвоенную матрицу ГТУ ГТ-700-5, а сам регенератор скомпонован в виде вертикального блока, тогда как регенератор ГТУ ГТ-700-5 имеет горизонтальную компоновку.

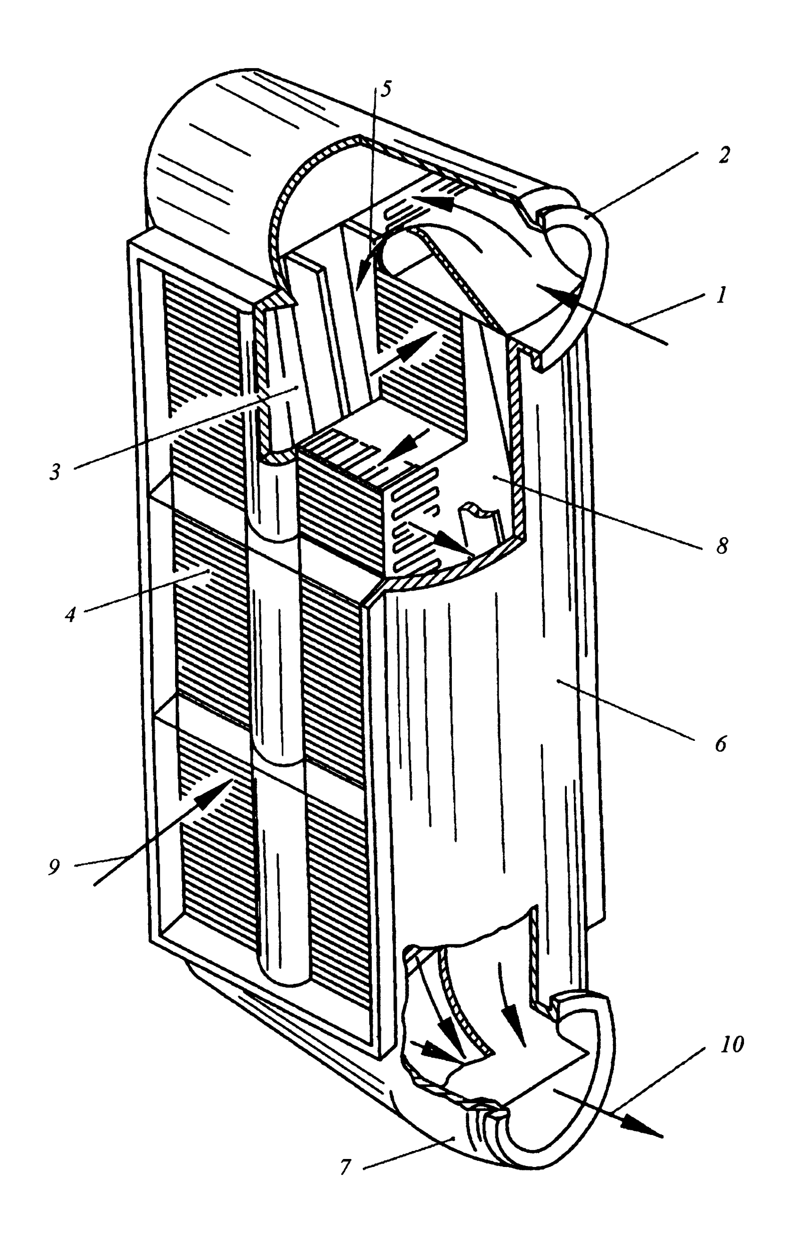


Рис. 4.15. Регенератор ГТУ ГТК-10:

1 – вход воздуха; *2* – воздухоподводящий патрубок; *3* – воздухораздающий колодец; *4* – вертикальный шестисекционный блок; *5* – поток воздуха; *6* – воздухосборный коллектор; *7* – нижний воздушный патрубок; *8* – секция регенератора; *9* – поток газа; *10* – выход воздуха

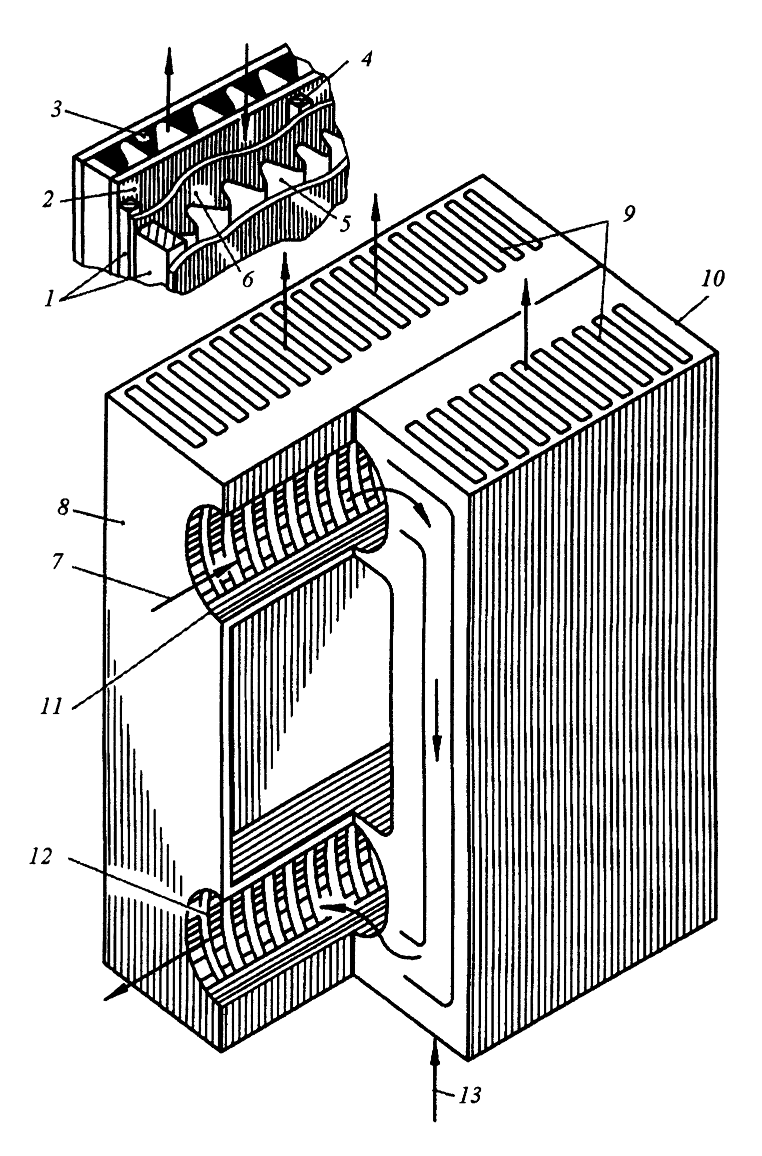


Рис. 4.16. Регенератор с пластинчато-ребристой матрицей:

1 – торцевая стенка; *2* – воздушный канал; *3* – канал газа; *4* – дистанционирующая прокладка; *5* – гофр; *6* – разделительная пластина; *7* – ввод воздуха; *8* – передняя стенка; *9* – параллельные секции; *10* – задняя стенка; *11* – верхний коллектор воздуха; *12* – нижний коллектор воздуха; *13* – ввод газа

Схема регенератора с пластинчато-ребристой матрицей показана на рис. 4.16.

Используют матрицу с односторонним оребрением: воздух движется по неоребренному каналу, газ — по оребренному. Перепад давлений, таким образом, воспринимается плоской стенкой (разделительной пластиной), подкрепленной оребрением. Так же реализуется противоточная схема течения теплоносителей. Матрицу размещают в канале газохода или корпусе теплообменника. Воздух подводят через верхний коллектор и отводят через нижний.

Характеристика регенераторов некоторых стационарных ГТУ приведена в табл. 4.3.

Регенератор с вращающейся матрицей. Преимуществом регенератора с вращающейся матрицей является его малая материалоемкость и малый занимаемый объем. Поэтому он получил признание в транспортных ГТД малой мощностью примерно до 1 МВт. В разработанных конструкциях таких регенераторов применяют матрицы дискового и барабанного типов. Матрица образуется из высококомпактной поверхности теплообмена (пористо-сетчатые структуры с коэффициентом компактности, доходящим до 10000 $м^{-1}$, и малыми значениями эквивалентного диаметра пор). Для них характерна работа при низких скоростях потока теплоносителей и соответственно больших фронтовых сечениях матрицы. Преимуществом матрицы барабанного типа является возможность увеличения фронтового сечения не за счет диаметра, а путем увеличения аксиального размера барабана. Однако большей простотой и лучшим компоновочным решением при установке на ГТД характеризуется регенератор с дисковой матрицей.

В транспортных ГТД используют двухдисковый (по одному диску с двух сторон ГТД) или однодисковый регенератор. При двухдисковом может быть лучше организован газодинамический тракт ГТД и уменьшен диаметр диска матрицы. Но поскольку регенератор является слабым элементом ГТД и требует достаточно частого технического обслуживания, предпочтение отдают регенератору с одной матрицей. При этом регенератор размещают в верхней части ГТД, обеспечивая таким образом более простое его обслуживание при эксплуатации.

Высококомпактной поверхностью теплообмена для матрицы могут быть пластинчато-ребристая, многослойная сетчатая из коррозионно-стойких сплава или стали, а также пористая проницаемая поверхность из керамического материала.

Таблица 4.3. **Характеристика регенераторов некоторых стационарных ГТУ с различными матрицами**

Параметр	Тип ГТУ						
	ГТ-12 ЛМЗ	ГТ-25 ЛМЗ	Бритиш–Томпсон	ГТ-700-5 НЗЛ	ГТК-10 НЗЛ	Эйр–Прехитер	Гаррисон
	Матрица						
	трубчатая		пластинчатая			пластинчато-ребристая	
Мощность ГТУ, МВт	12	25	2,5	4,25	10	5	7
Расход воздуха, кг/с	69,5	194	31,8	45	86	30,6	50
Степень регенерации	0,8	0,8	0,65	0,75	0,75	0,75	0,81
Коэффициент компактности, $м^{-1}$	76	94	34	158	158	128	–
Объем матрицы, $м^3$	90	144	50	8,75	17,5	13,6	–
Масса регенератора, т	153	198	70	19,2	38,7	38,8	84,5
Суммарные относительные потери давления, %	3,8	3,6	4	5	5	2,9	3,55

Выделяют три группы технических керамических материалов.

1. Спекаемые оксиды алюминия, бериллия, диоксида циркония. Оксид алюминия работоспособен до температуры порядка 2000 K, но не выдерживает тепловых ударов, ударной механической нагрузки и воздействия агрессивной среды, характеризуется низкой стоимостью исходного сырья и производства. Оксид бериллия работоспособен примерно в тех же пределах, более стоек к тепловым ударам, но высокотоксичен. Диоксид циркония является более дорогим, но и более прочным, сохраняет высокую работоспособность почти до 2450 K.

2. Карбиды и нитриды кремния. Керамики этой группы отличаются высокой температуростойкостью, стойкостью к тепловому удару, считаются перспективными для высокотемпературных теплообменников.

3. Стеклокерамические материалы. В их состав входят те же компоненты, что и в стекло, фарфор, но в иных пропорциях. Стеклокерамика оказалась наиболее подходящим материалом для изготовления матрицы регенератора. Наиболее перспективным считается материал на основе ситаллов литиево-подиевой группы с примерным составом, %: SiO_2 — 73, Al_2O_3 — 22, Li_2O_3 — 4,75, Na_2O_3 — 0,2, K_2O — 0,15.

Преимуществами матрицы из ситаллов по сравнению с металлической являются малая плотность исходного материала ($\rho = 2300\,кг/м^3$); высокая температура плавления ($T = 1573$ K); хорошая работоспособность до температуры 1200 K; малый коэффициент температурного расширения ($\beta < 20 \cdot 10^{-7}\,K^{-1}$); высокая удельная теплоемкость.

Матрицу обычно подвешивают в корпусе регенератора с помощью центральной оси на подшипниках качения. В некоторых конструкциях матрица подвешена в корпусе регенератора на трех периферийных роликах, один из которых является регулируемым, компенсирующим тепловые деформации матрицы. Ротор приводят во вращение чаще всего посредством зубчатого привода: по внешнему диаметру матрицы устанавливают зубчатый венец, входящий в зацепление с приводной шестерней. Иногда используют фрикционный привод, менее чувствительный к деформации ротора. Одним из сложнейших моментов является обеспечение надежного уплотнения вращающейся матрицы и ее привода в условиях возможной значительной и неравномерной ее деформации.

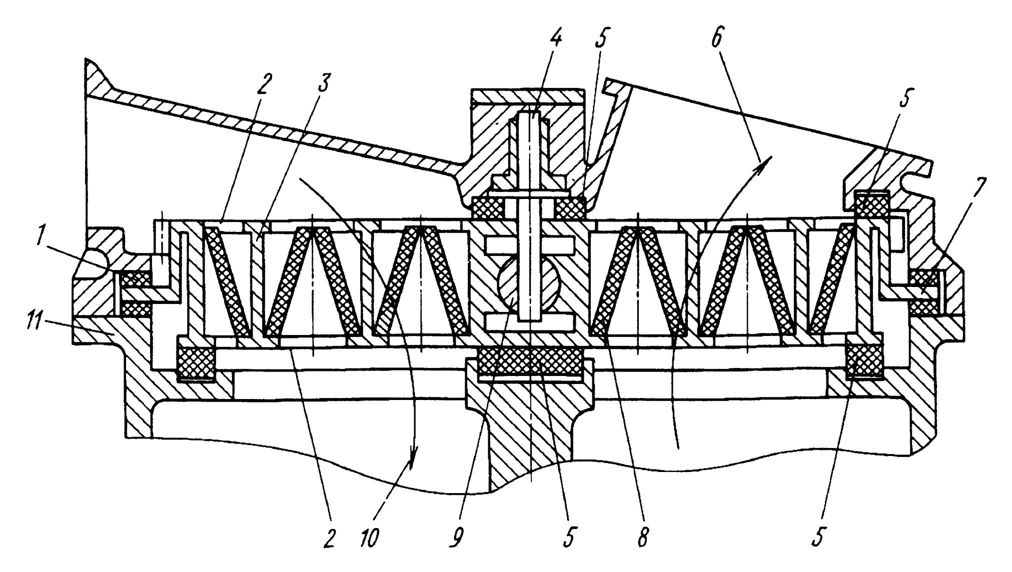


Рис. 4.17. Принципиальная схема регенератора карманного типа с вращающейся матрицей:

1 – антифрикционные накладки; *2* – боковое полотно (щека) диска; *3* – стакан; *4* – центральная ось; *5* – уплотнения; *6* – поток газа; *7* – периферийный опорный фланец; *8* – поверхность теплообмена; *9* – сферический шарнир; *10* – поток воздуха; *11* – опорная кольцевая дорожка

Оригинальное решение этой проблемы найдено в транспортном газотурбинном двигателе ГТД ГАЗ-99, принципиальная схема регенератора которого дана на рис. 4.17. Это регенератор с металлической матрицей карманного типа. В конструкции реализован принцип разделения теплопередающей и несущей функций ротора. Каркас диска ротора образован массивными боковыми полотнами *2*, связанными поперечными каркасными рамками. В полотнах прорезаны цилиндрические отверстия, в которые вставлены стаканы *3*, образующие сквозные цилиндрические окна-карманы. В каждый карман помещен теплообменный элемент *8* конической формы, навитый из многослойной металлической сетки. Так как сетка почти не контактирует с несущими элементами, температура последних мало зависит от температурного режима поверхности теплообмена: они остаются практически “холодными” и, главное, их температура не пульсирует. Последнему обстоятельству в значительной мере способствует также массивность боковых полотен *2*. Температура опорных поверхностей уплотнений *5* оказывается не выше 670 К, что позволяет использовать надежные графитовые уплотнения диска. Благодаря малым температурным деформациям слабонагретого

диска и меньшему раскрытию зазоров в уплотнениях, повышается работоспособность уплотнений и снижаются перетечки воздуха.

Уплотнения устанавливают на опорных рамках и прижимают к боковым полотнам диска с двух сторон. Опорная рамка имеет периферийную часть и поперечную балку, разделяющую полотно диска на воздушный *10* и газовый *6* секторы. Для улучшения работы уплотнений используют независимые нажимные устройства для периферийной части и поперечных балок. Диск подвешен на центральной оси *4*, закрепленной в подшипниках с помощью сферического шарнира *9*. Это предотвращает заклинивание подшипников при возможных перекосах ротора. Ротор имеет периферийный опорный фланец *7*. На фланце с двух сторон наложены антифрикционные кольцевые накладки *1*, взаимодействующие с опорной кольцевой дорожкой *11* в корпусе регенератора. Кольцевой фланец и антифрикционные накладки уменьшают термическую деформацию ротора, предотвращают перекосы, цепляния и раскрытие зазоров.

Для выравнивания расхода теплоносителя по фронту теплопередающего элемента, снижения потерь давления в карманах конические элементы снабжены внешней и внутренней распределительными решетками — дефлекторами, поворачивающими поток под углом около 90°.

Поверхность теплообмена вращающейся матрицы всегда выполняют с очень высоким коэффициентом компактности и очень маленькими гидравлическими диаметрами пористо-сетчатой структуры. Последнее обстоятельство приводит к использованию небольшой скорости теплоносителей и требует большого фронтового сечения поверхности теплообмена. При обычной матрице дискового типа это приводит к большому диаметру диска либо к применению многодисковой конструкции. В дисковом регенераторе карманного типа таких проблем не возникает. Из простых геометрических соотношений, приведенных ниже, следует, что суммарная площадь $F_{\text{ф}}$ поверхности фронта всех конических элементов поверхности теплообмена превышает фронтовую поверхность диска $F_{\text{д}}$

$$\overline{F}_{\text{ф}} = \frac{F_{\text{т}}}{F_{\text{д}}} \approx \frac{1{,}81}{ovt^2}\sqrt{\overline{H}^2 + 0{,}25}, \tag{4.28}$$

где $\overline{H}$ — отношение ширины диска к диаметру кармана; $\bar{t}$ — относительный шаг карманов на боковом полотне диска. Например, при

$\overline{H} = 6$, $\overline{t} = 1{,}2$ поверхность фронта конических элементов превышает фронтовое сечение диска примерно в 7,5 раза.

Несмотря на значительные успехи, достигнутые в области создания регенераторов с вращающейся матрицей, главными проблемами остаются повышение надежности работы уплотнений и снижение утечек теплоносителя высокого давления. Как показывает опыт, при давлении воздуха перед регенератором 0,35...0,50 МПа утечки составляют не менее 3...4 %, а совершенствование термодинамического цикла сопряжено с большими давлениями перед регенератором. Утечки 1 % воздуха приводят примерно к 1 % снижения мощности и примерно к 2...3 % увеличения расхода топлива.

4.5.3. Маслоохладители

Маслоохладители предназначены для поддержания температурного режима масла системы смазывания и гидро-масляной системы регулирования энергетической установки. Температура масла на входе в маслоохладитель может достигать 390 K, а температура охлажденного масла — порядка 330 K; давление масла колеблется в пределах 0,2...0,4 МПа. Охлаждающей средой в маслоохладителе являются атмосферный воздух, вода оборотной системы водоснабжения, а в судовых установках — забортная вода. В авиационных ГТД охлаждающей средой часто является топливо двигателя.

Высокая вязкость масла предопределяет использование ламинарного течения в масляном тракте маслоохладителя. По стороне масляного канала оребрение никогда не применяют, оребрение обычно вводят по стороне воздуха в воздухомасляных охладителях. Поверхность теплообмена изготовляют из сплавов меди и алюминия, а при работе маслоохладителя на морской воде — из мельхиора.

На рис. 4.18 дана конструктивная схема типового маслоохладителя стационарной турбоустановки. Маслоохладитель имеет вертикальный цилиндрический корпус *2*, к нижнему фланцу которого жестко прикреплена нижняя трубная доска *1*. Верхняя трубная доска *4* выполнена плавающей. Охлаждающую воду подводят снизу, по половине труб трубного пучка *3* она проходит вверх, в коллекторе под верхней крышкой *5* изменяет направление движения на обратное и проходит по второй половине труб трубного пучка. Масло обтекает трубный пучок снаружи по схеме многократного поперечного тока. Для организации потока масла трубный пучок снабжен

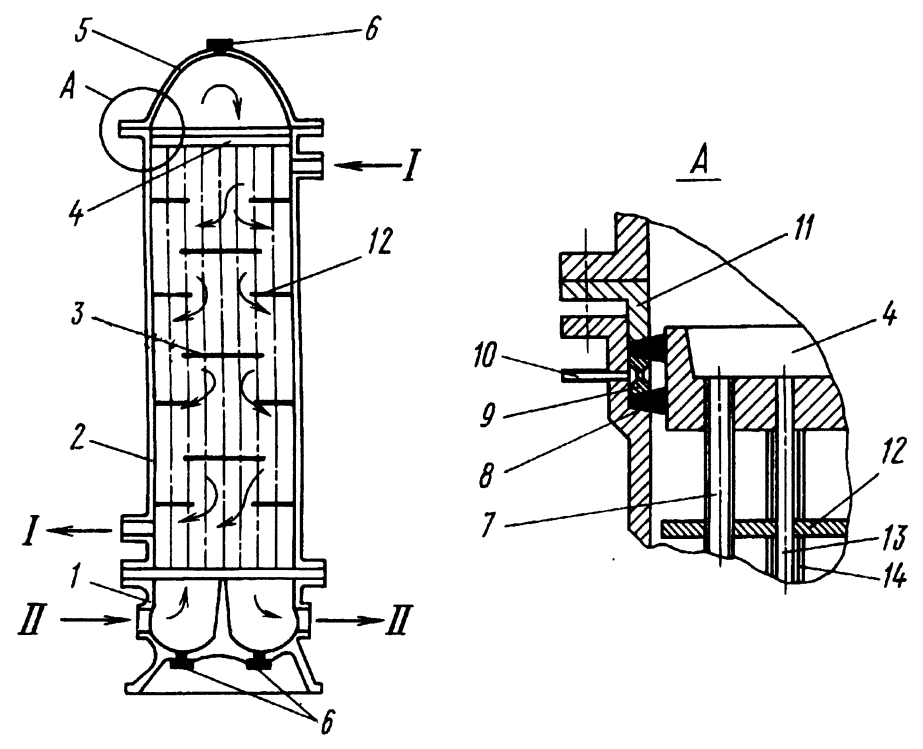


Рис. 4.18. Маслоохладитель стационарной ГТУ:
I – масло; II – вода; *1* – нижняя трубная доска; *2* – корпус; *3* – трубный пучок; *4* – верхняя плавающая трубная доска; *5* – верхняя крышка; *6* – дренажные клапаны; *7* – труба; *8* – сальник; *9* – распорная втулка; *10* – дренажная магистраль; *11* – нажимной стакан; *12* – дефлектор типа “диск — кольцо”; *13* – стяжной болт; *14* – распорная втулка

дефлекторами *12* типа “диск — кольцо”, подвешенными с помощью стяжных болтов *13* и распорных втулок *14*. Плавающая трубная доска уплотнена двумя нажимными сальниками *8*, между которыми установлена распорная втулка *9* с дренажными каналами. Нажатие сальников регулируют нажимным стаканом *11*. Давление масла всегда назначают выше давления воды, что исключает попадание воды в масло. Все утечки через сальник дренируют через дренажную магистраль *10*. Охлаждение осуществляют пресной водой. Трубный пучок составлен из цилиндрических труб, выполненных из латуни. Примерные характеристики маслоохладителя можно проиллюстрировать данными маслоохладителя М60: теплопроизводительность 280 кВт; расход масла 20 л/с; расход охлаждающей воды 36 л/с; поверхность охлаждения 60 м^2; гидравлическое сопротивление тракта

масла 0,15 МПа; диаметр труб 19/17 мм; диаметр корпуса 1100 мм; высота 3130 мм; сухая масса 2360 кг.

В маслоохладителях, охлаждаемых воздухом, преимущественно используют оребренную матрицу из плоских труб или пластинчато-ребристую матрицу с односторонним оребрением.

4.6. Теплообменники ГТУ замкнутого цикла

Характерной особенностью ЗГТУ является обязательное применение теплообменников, при этом только рекуперативного типа. На долю теплообменников, как отмечалось выше, приходится большая часть массы и объема ЗГТУ, а также всех затрат. Например, в судовой ЗГТУ, по зарубежным данным, на долю теплообменников приходится до 10 % объема, 24 % массы и 22 % затрат установки, включая реактор. Таким образом, технико-экономические показатели ЗГТУ в значительной степени определяются характеристиками теплообменников.

Применительно к стационарным энергетическим ЗГТУ возможной является интегральная схема компоновки оборудования, при которой используют толстостенный корпус из предварительно напряженного железобетона, в центральной шахте которого размещен ядерный реактор, а в периферийных цилиндрических колодцах, соединенных газоходами с центральной шахтой, — ГТУ и теплообменники. Особенностью такой компоновки является высокая степень безопасности (корпус из предварительно напряженного железобетона выдерживает большие нагрузки при возникновении аварийной ситуации на реакторе), но сооружение установки требует многомесячных монтажных работ на объекте. Последнее время большее предпочтение отдается установкам с модульным реактором в металлическом корпусе, поставляемым на монтажную площадку в состоянии заводской готовности.

К теплообменникам ЗГТУ предъявляют следующие требования: высокая компактность, малая металлоемкость, возможность компоновки в цилиндрическом корпусе, герметичность, стабильность теплогидравлических характеристик в пределах эксплуатационного цикла, высокая надежность при ресурсе до 200 ... 250 тыс. ч.

Выбор поверхности теплообмена. Высокие давления рабочих сред, большие перепады давлений, приходящиеся на поверхность теплообмена, а также условия компоновки теплообменников делают

предпочтительным использование трубчатой поверхности с трубами цилиндрической формы при цилиндрической форме корпуса теплообменного аппарата. Возможно также использование ламелевых поверхностей, которые хорошо компонуются в цилиндрическом корпусе и могут работать при больших перепадах давлений теплоносителей. При рабочих средах, таких, как азот и двуокись углерода (иногда рассматриваемых в качестве возможных), применяют оребренные поверхности теплообмена, поскольку ребро при этом имеет высокую тепловую эффективность, а рабочая среда замкнутого контура не загрязняет поверхности теплообмена. Но по соображениям радиационной безопасности предпочтение отдается гелию.

Поверхность теплообмена при работе на гелии характеризуется следующими особенностями.

1. Потери давления в теплообменнике описывают зависимостью

$$\Delta\overline{p} = \frac{1}{2}\kappa\xi \mathrm{M}^2, \tag{4.29}$$

где κ — показатель адиабаты; ξ — коэффициент сопротивления; M — число Маха.

Так как скорость звука в гелии при сходных условиях примерно в 3 раза больше, чем в воздухе, равные потери давления в гелии достигают при существенно больших его скоростях. Скорость гелия в теплообменниках может превысить 70 ... 90 м/с.

2. Вследствие высокой скорости гелия теплообменник характеризуется малой площадью фронта при большой длине хода теплоносителя. Так, при диаметре корпуса теплообменного аппарата противоточной схемы 2,5 ... 3,0 м длина матрицы может превышать 20 м.

3. При высокой скорости гелия и соответствующих его теплофизических характеристиках может быть получен большой коэффициент теплоотдачи. В этих условиях коэффициент эффективности ребра существенно понижается и использование ребер может оказаться нецелесообразным.

При проектировании ЗГТУ в теплообменниках чаще всего используют гладкотрубные пучки. По условиям вибропрочности и продольной устойчивости диаметр трубы, как правило, принимают больше 10 ... 14 мм.

Для охлаждения промежуточного и концевого охладителей используют воду. Для более легкой механической очистки труб от

накипи воду целесообразно пропускать по трубам. Ввиду большого срока службы теплообменного аппарата без разборки в качестве теплоносителя применяют воду с пониженной жесткостью. Используемые при этом химические способы удаления накипи существенно улучшают эксплуатационные свойства теплообменников с водой в трубах. В то же время в теплообменнике, в котором вода обтекает трубный пучок, а гелий — среда высокого давления — движется в трубах, обеспечивается необходимая прочность корпуса теплообменного аппарата. Поэтому такую схему движения теплоносителей используют чаще. В регенераторах при движении холодного гелия между трубами температурный режим корпуса более благоприятный, но корпус при этом оказывается под большим перепадом давлений.

Для теплообменников ЗГТУ с характерной треугольной компоновкой труб в трубном пучке, с заданной тепловой нагрузкой при турбулентном режиме течения горячего и холодного гелия в регенераторе и при учете только потерь трения объем матрицы можно представить выражением

$$V = \overline{m}_v \left[1 + \frac{d_г}{d}\right]^{2,41} \left[1 + \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2 \left(\frac{d_э}{d}\right)^{-3}\right]^{0,41}, \tag{4.30}$$

где

$$\overline{m}_v = 13{,}51(\lambda_1 \Delta T_л)^{-1,41} (\rho_1 p_1)^{-0,41} \mu_1^{1,23} \mathrm{Pr}_1^{-0,564} \times \\ \times d_1^{1,18} G \Delta \dot{I}^{1,41} \left(\frac{\Delta p}{p}\right)_\Sigma^{-0,41} = \mathrm{const}.$$

При этом между относительными потерями давления в регенераторе существует связь

$$\left(\frac{\Delta p}{p}\right)_1 = \left(\frac{\Delta p}{p}\right)_2 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{1,75} \left(\frac{d_1}{d_э}\right)^3 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2. \tag{4.31}$$

В формулах (4.30) и (4.31) индекс 1 — среда, протекающая в трубах; индекс 2 — среда, обтекающая трубы снаружи; $d_э$ — гидравлический диаметр межтрубного канала; d — средний диаметр трубы; $\Delta T_л$ — среднелогарифмический температурный напор; $\Delta \dot{I}$ — изменение энтальпии теплоносителя; $\dfrac{\Delta p}{p}$ — относительные потери давления; d_1 — внутренний диаметр трубы; d_2 — наружный диаметр трубы.

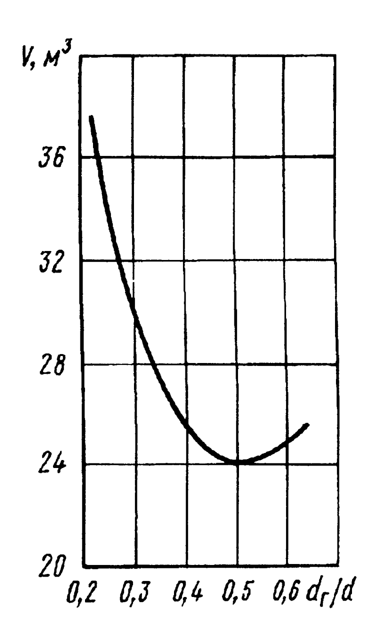


Рис. 4.19. **Влияние $d_э/d$ на объем V матрицы регенератора при $\Delta\overline{p} = \text{const}$**

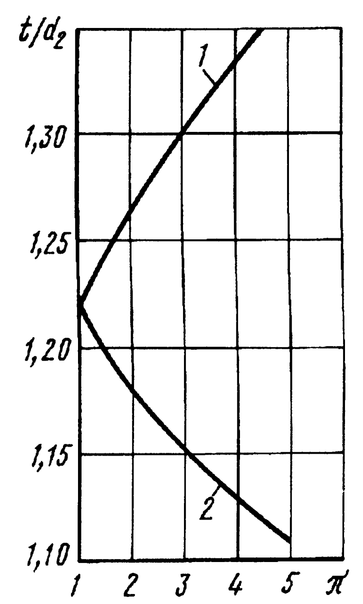


Рис. 4.20. **Зависимость относительного шага труб $\overline{t} = t/d_2$ в матрице от π:**
1 – холодный теплоноситель в трубах; *2* – горячий теплоноситель в трубах

Минимальный объем матрицы достигается при определенном соотношении диаметров $\dfrac{d_э}{d_1}$, которое можно найти из приближенного уравнения

$$0{,}51\left(\frac{d_э}{d}\right)^{-4} - 0{,}49\left(\frac{d_э}{d}\right)^{-3} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{-2}. \qquad (4.32)$$

На рис. 4.19 показана зависимость объема V матрицы регенератора от отношения $d_э/d$ (гидравлического диаметра межтрубного канала к среднему диаметру трубы) при фиксированных относительных потерях давления гелия. Оптимальным считается такое отношение $d_э/d$, при котором объем матрицы будет минимальным.

Между шагом t труб в пучке, наружным диаметром d_2 трубы и гидравлическим диаметром существует очевидная геометрическая связь. Поэтому минимальному объему V матрицы будет соответствовать вполне определенное оптимальное отношение t/d_2. На оптимальное отношение t/d_2 влияет выбор схемы движения теплоносителей, а также отношение давлений холодного и горячего теплоносителей. Для характерных значений π при движении холодного гелия в трубах (рис. 4.20, кривая *1*) оптимальное отношение $t/d_2 > 1{,}2$,

что позволяет изготовить трубчатый теплообменник. При движении горячего гелия в трубах (кривая *2*) оптимальное отношение $t/d_2 < 1{,}2$. Такой теплообменник выполнить практически трудно. В этом случае приходится отступать от оптимального отношения и увеличивать объем матрицы регенератора.

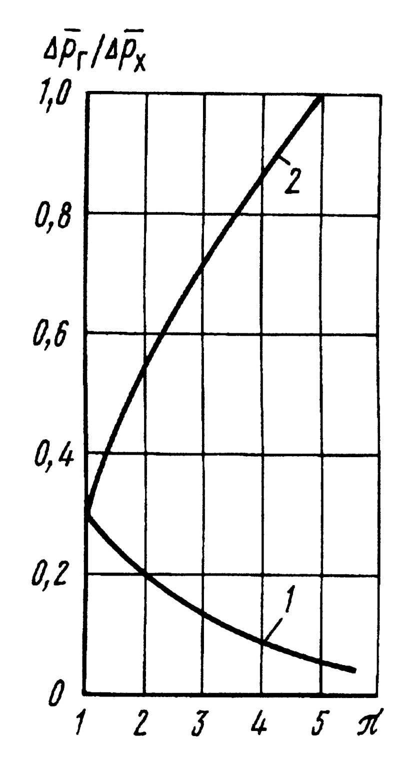


Рис. 4.21. Зависимость $\Delta\bar{p}_г$, $\Delta\bar{p}_х$ от π:
1 – холодный теплоноситель в трубах; *2* – горячий теплоноситель в трубах

Выбор схемы движения теплоносителей через матрицу минимального объема (рис. 4.21) отражается также на соотношении относительных потерь давлений холодного $\Delta\bar{p}_х$ и горячего $\Delta\bar{p}_г$ гелия, которое оказывает влияние на конструкцию ГТУ. Поэтому выбор схемы движения теплоносителей и оптимальных геометрических размеров трубного пучка следует связывать не только с технологией изготовления теплообменника и его объемом, но и с характеристиками ЗГТУ.

При использовании оребренной поверхности в теплообменниках ЗГТУ, работающих на гелии, размеры оребрения следует выбирать определенным образом. Оребрение с оптимальной длиной ребра характеризуется выражением

$$l_р = \sqrt{\frac{\lambda\delta}{\alpha}},$$

где δ — толщина ребра.

Например, применение трубы диаметром 14 мм с ребрами длиной 11 мм повышает, по сравнению с гладкотрубным пучком, коэффициент компактности поверхности примерно в 1,8 раза. Однако объем регенератора с оребренными трубами при сходственных суммарных относительных потерях давления, по сравнению с гладко-

трубной матрицей, может возрасти почти в 2 раза. Это объясняется тем, что коэффициент эффективности оребренной поверхности оказывается ниже 0,30...0,35, т.е. большая часть оребренной поверхности в передаче теплоты практически не участвует из-за низкой эффективности ребра при высоких α, но создает сопротивление.

Оребрение с оптимальной длиной ребра позволяет на 15...25 % уменьшить объем матрицы. Наружное оребрение ребрами оптимальной длины оказывается целесообразным даже в случае, когда трубу обтекает холодный гелий с высоким давлением, так как в этом случае ребро воспринимает часть тепловой нагрузки и одновременно загромождает межтрубное сечение, выравнивая таким образом соотношение скоростей холодного и горячего гелия. Возможным вариантом оребренной поверхности с низким ребром является труба с навитой по спирали с большим шагом проволокой, припаянной высокотемпературным припоем.

Конструкции теплообменников. Цилиндрическая форма корпуса теплообменного аппарата не только наилучшим образом отвечает прочностным требованиям, но и характеризуется наивысшим коэффициентом использования объема, отводимого под теплообменные аппараты. При этом диаметральный размер теплообменного аппарата обычно не превышает 5,5 м.

Для увеличения надежности и долговечности теплообменника в качестве обязательного выдвигается требование компенсации температурных расширений в нем. С этой точки зрения предпочтительна поверхность теплообмена с самокомпенсацией термических расширений. Единственным типом поверхности с полной самокомпенсацией является поверхность, образованная из труб Фильда. Она может быть успешно использована в парогенераторах, но при работе на однофазных средах она распространения не получила в связи с отсутствием удачных конструктивных решений и хорошей тонкостенной тепловой изоляции внутренней трубы. Удовлетворительными свойствами самокомпенсации температурных расширений характеризуется U-образная труба, часто используемая в теплообменных аппаратах ЗГТУ. При применении прямых труб в трубном пучке обязательно введение компенсаторов, встраиваемых в корпус теплообменного аппарата или между корпусом и трубной доской, либо использование компенсационных изгибов в трубном пучке.

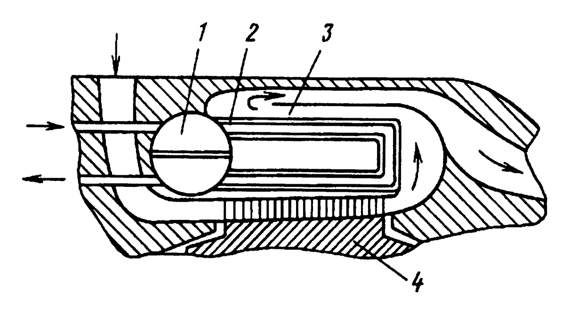


Рис. 4.22. Встроенный промежуточный охладитель с матрицей из U-образных труб:
1 – водяной коллектор (барабан) торового типа; *2* – трубный пучок; *3* – кольцевая полость; *4* – компрессор

На рис. 4.22 дана схема промежуточного охладителя, встроенного между каскадами компрессора. Охладитель занимает кольцевую полость *3* над компрессором *4* низкого давления (использована встроенная компоновка охладителя). Поверхность теплообмена, трубный пучок, образована U-образными трубами *2*. Трубы вварены в двухсекционный торовый барабан *1*, служащий коллектором подвода и отвода охлаждающей воды и выполняющий роль трубной доски. Торовая форма выбрана по условиям прочности; она также облегчает присоединение труб за счет увеличения поверхности контакта в местах присоединения.

На рис. 4.23 дана схема прямоточного блока теплообменных аппаратов: холодильника *3* аварийного расхолаживания, регенератора *2* и концевого охладителя *1*. Блок расположен в цилиндрическом корпусе *5*. При штатной работе гелий после турбины поступает на вход в регенератор. При аварийном сбросе нагрузки избыточная тепловая мощность сначала воспринимается холодильником аварийного расхолаживания, куда поступает гелий, минуя силовую турбину. Соответственно гелий на вход в регенератор поступает после холодильника аварийного расхолаживания. Концевой охладитель и холодильник аварийного расхолаживания имеют идентичную конструкцию. Поверхность теплообмена составлена из U-образных труб *4*, трубная доска *6* имеет сферическую форму. Охлаждаемый газ обтекает трубный пучок в продольно-поперечном направлении, а вода *7* проходит по трубам в два хода. При движении через трубный пучок поток газа отклоняется дефлекторами типа “диск — кольцо”, которые одновременно повышают жесткость пучка и улучшают его защиту от вибрации. Регенератор составлен из отдельных трубных модулей *10* с прямыми трубами, а концевые мундштуки имеют компенсационные изгибы и вварены в трубные доски *11* сферической формы. Трубные доски жестко соединены с корпусом теплообменного аппарата. Горячий гелий *9* проходит по трубам в один ход, а холодный *12* обтекает трубный пучок в противоточном направлении.

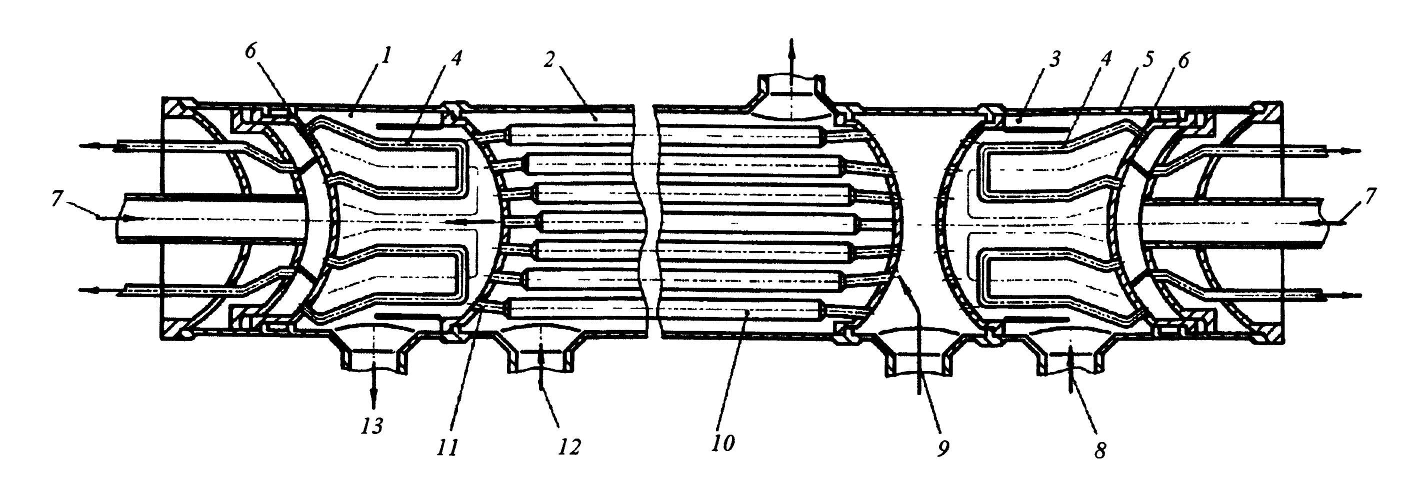


Рис. 4.23. Прямоточный блок теплообменных аппаратов ЗГТУ:

1 – концевой охладитель; *2* – регенератор; *3* – холодильник аварийного расхолаживания; *4* – трубный пучок из U-образных труб; *5* – цилиндрический корпус теплообменного блока; *6* – трубная доска сферической формы; *7* – охлаждающая вода; *8* – вход гелия в режиме аварийного расхолаживания; *9* – вход гелия при работе в штатном режиме; *10* – трубный модуль; *11* – трубная доска регенератора; *12* – вход холодного гелия после компрессора; *13* – выход охлажденного гелия

Часто для повышения надежности регенератора вводят наружный обдув корпуса холодным гелием, а также экранируют трубную доску, подавая в пространство между трубной доской и экраном холодный гелий.

Для изготовления теплообменников применяют хромоникелевые стали и сплавы. Например, в зарубежных конструкциях используют сплавы типа IN-586 на никелевой основе с высоким содержанием хрома и молибдена. Несмотря на то что гелий является абсолютно инертной средой, попадающие в него примеси H_2O, CO, CO_2, H_2, CH_4 и N_2, содержащиеся в замкнутом контуре ЗГТУ, могут вызвать охрупчивание материала, высокотемпературную межкристаллическую коррозию, уменьшая пределы длительной прочности и выносливости конструкционных материалов. Поэтому выбору материала, работающего в контакте с гелием в теплообменных аппаратах ЗГТУ, обычно предшествует тщательный анализ данных с учетом конкретных условий работы и возможной загрязненности среды.

Основные показатели теплообменников (по зарубежным данным) одного из проектов ЗГТУ с ядерным реактором приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4. **Основные показатели теплообменников ЗГТУ мощностью 3000 МВт**

Показатель	Регенератор	Концевой охладитель
Число параллельных теплообменников	3	3
Суммарная поверхность теплообмена, тыс. $м^2$	100	91,9
Длина теплообменника, м	18,9	22,3
Диаметр теплообменника, м	5,1	4,7
Масса теплообменника, т	444,4	521,5
Относительные потери давления гелия, %	1,84	1
Максимальная температура металла, К	793	454
Материал поверхности теплообмена	Теплостойкая сталь	Углеродистая сталь
Наружный диаметр трубы, мм	11,1	9,5
Число труб в модуле	547	631
Число модулей в аппарате	144	144
Перепад давлений на поверхности теплообмена, МПа	4,61	1,03

Раздел 2

СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК

Глава 5
ТЕПЛООБМЕН МЕЖДУ ГАЗОМ И ЭЛЕМЕНТАМИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

5.1. Системы охлаждения газовых турбин. Способы и схемы охлаждения турбинных лопаток

5.1.1. Особенности конструкций охлаждаемых турбин

Наиболее простым и естественным путем освоения области высокой температуры $T_г$ газа перед турбинами ГТУ и ГТД является использование для изготовления деталей турбин материалов, способных выдерживать эти температуры и большие напряжения в течение заданного срока службы. Основное применение в турбинах находят жаростойкие и жаропрочные сплавы на основе никеля, легированные различными присадками. Механические свойства таких материалов постоянно улучшаются, однако темпы роста температуры $T_г$, обусловленные совершенствованием металлических материалов, отставали и отстают от темпов роста $T_г$.

Освоение высоких температур с помощью конструкционных керамических материалов является весьма перспективным, однако на практике реализуется медленно: несмотря на почти 50-летнюю историю создания керамических материалов для газовых турбин, разработки технологических процессов получения лопаток и других деталей из них, проблема далека от решения, и по-прежнему при термоциклических нагрузках остаются недостаточно высокими механические характеристики керамических материалов. Поэтому приходится охлаждать все элементы проточной части турбины с целью

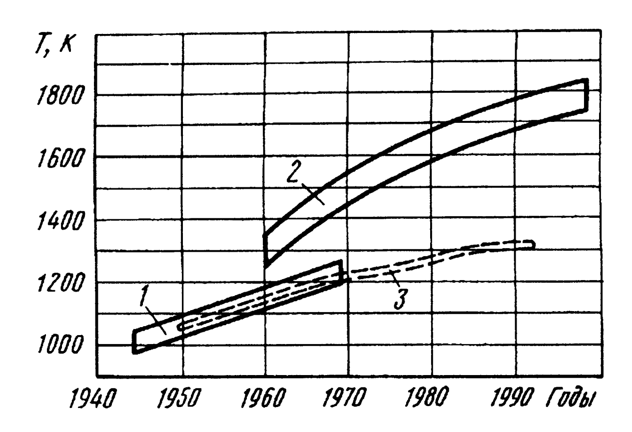


Рис. 5.1. Температура газа перед турбинами авиационных ГТД и жаропрочных материалов в разные годы:
1 – неохлаждаемые лопатки; *2* – охлаждаемые лопатки; *3* – жаропрочность материалов

понижения их температуры (по сравнению с температурой газа) до уровня, при котором обеспечивается надежная работа лопаток и других деталей в течение заданного срока службы.

Начиная с 1960-х годов темп роста температуры газа перед турбиной (рис. 5.1) значительно превышает темп роста жаропрочности материалов, что объясняется прежде всего достижениями в создании эффективных систем охлаждения. Подобные тенденции имеют место и для транспортных (прежде всего для судовых), и для стационарных ГТУ и ГТД, хотя и на более низком уровне температур $T_г$. Эти тенденции, по-видимому, будут сохраняться и в будущем.

Под системой охлаждения ГТУ или ГТД подразумевается в общем случае специально спроектированная и сконструированная техническая система — совокупность элементов и узлов, предназначенная для отбора, подготовки, подачи и использования охлаждающего агента с целью снижения температуры деталей газовых турбин (иногда и осевых компрессоров) до уровня, при котором обеспечивается их прочность и надежность. Основными деталями, требующими охлаждения, являются сопловые и рабочие лопатки, диски, другие элементы корпусов и роторов, непосредственно соприкасающиеся с рабочим телом.

Охлаждение лопаток газовых турбин позволяет понизить температуру $T_с$ их поверхностей по сравнению с температурой $T_г$ газа до уровня, при котором обеспечивается их надежная работа в течение

требуемого срока службы. Максимально допустимая температура T_{c} материала назначается с учетом справочных данных об основных критериях прочности (пределах длительной прочности, ползучести и др.) выбранного материала при заданном сроке службы при этой температуре. Для уменьшения термодинамических и газодинамических потерь в турбине и двигателе, связанных с охлаждением, целесообразно назначать такую температуру T_{c} материала, при которой обеспечивается минимально допустимая по условиям прочности разность температур газа и стенки охлаждаемой лопатки $\Delta T = T_{\text{г}} - T_{\text{c}}$, т.е. следует выбирать температуру охлаждаемой стенки максимально допустимой по условиям прочности. Такое условие является одним из необходимых для получения эффективной системы охлаждения.

Применительно к лопаткам целесообразно различать не только системы, но и конструктивные схемы охлаждения. Под схемой охлаждения следует понимать совокупность каналов, отверстий, щелей и полостей в различных их сочетаниях, посредством которых осуществляется ввод охлаждающей среды в лопатку и распределение ее внутри лопатки для обеспечения требуемого отвода теплоты от отдельных участков лопатки и от всей лопатки.

Системы охлаждения ГТУ и ГТД классифицируют по двум принципиальным признакам: по роду применяемого хладагента — на воздушные, жидкостные и воздушно-жидкостные (двухконтурные); по способу использования охладителя — на открытые, замкнутые и полузамкнутые.

Наибольшее распространение получила воздушная открытая система охлаждения сопловых и рабочих лопаток (рис. 5.2, *а*), в которой воздух *4*, отбираемый из компрессора *1*, охладив лопатки турбины, поступает в ее проточную часть, смешивается с газом и совершает работу в части ступеней турбины за местом выпуска. Эта система сравнительно проста по конструкции и надежна в эксплуатации, она является, по существу, единственной практически применяемой для охлаждения газовых турбин. Успехи в создании турбин с воздушными открытыми системами охлаждения значительно расширили границы их применения по температуре газа перед турбиной. Следует отметить, что такие системы охлаждения имеют некоторые возможности для дальнейшего развития: совершенствуется широко применяемый в современных ГТУ и ГТД конвективно-пленочный способ охлаждения; разрабатываются новые способы по-

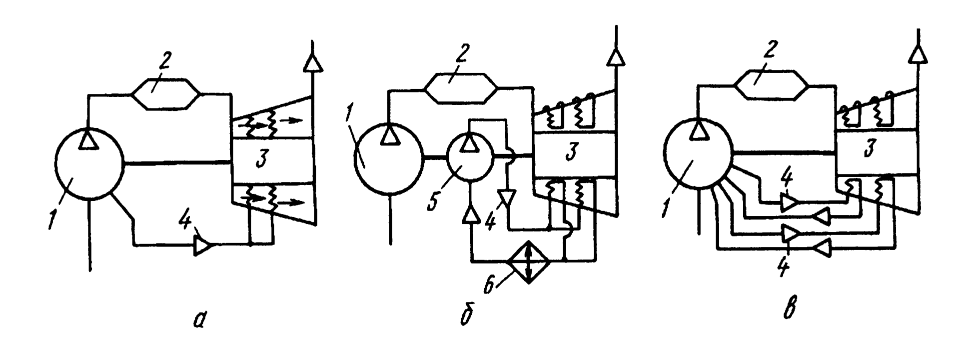


Рис. 5.2. Системы охлаждения турбин:
а – воздушная открытая; *б* – замкнутая; *в* – полузамкнутая с отбором воздуха из компрессора и возвратом его в компрессор; *1* – компрессор; *2* – камера сгорания; *3* – турбина; *4* – подвод охлаждающего воздуха; *5* – циркуляционный насос (компрессор); *6* – радиатор

ристого (проникающего) охлаждения; рассматриваются возможности охлаждения с впрыском в охлаждающий воздух небольшого количества охлаждающей жидкости, которая обеспечивает снижение температуры воздуха (и соответственно повышение его хладоресурса) благодаря скрытой теплоте парообразования.

Тем не менее следует признать, что дальнейшее радикальное продвижение по пути повышения начальной температуры газа, особенно в стационарных и транспортных ГТУ и ГТД с большим ресурсом работы, может быть обеспечено в результате поиска и реализации более эффективных, чем воздушные открытые, систем охлаждения, с иными, чем воздух, охлаждающими агентами.

К таким системам охлаждения относится, например, паровое охлаждение (в частности, проникающее паровое охлаждение), исследованное в СПбГТУ (ранее ЛПИ) под руководством проф. Л.В. Арсеньева. Проникающее паровое охлаждение может найти применение для охлаждения лопаток газовых турбин, работающих в составе парогазовых установок.

Гораздо меньшее развитие, по сравнению с воздушными открытыми системами охлаждения, получили жидкостные и двухконтурные системы охлаждения. Они применялись лишь в опытных двигателях и экспериментальных установках, тем не менее полученные результаты позволяют судить об их преимуществах перед воздушными открытыми системами охлаждения, так как при постоянном повышении температуры газа в ГТД или ГТУ расход воздуха в воздушных открытых системах охлаждения становится недопустимо большим.

Он велик также в ГТД с высокими степенями повышения давления, при которых температура воздуха, отбираемого на охлаждение из компрессора, высока, а его хладоресурс мал. В этих случаях применяются специальные воздухоохладители и даже турбохолодильные агрегаты, в которых температура воздуха понижается до заданного значения. Естественно, сложность и масса системы охлаждения при этом заметно возрастают, а надежность ее понижается.

Жидкостное охлаждение лопаток применяют лишь в опытных ГТД. Это объясняется, с одной стороны, заметными усложнениями конструкции турбины, а с другой стороны, значительным прогрессом в развитии систем более простого воздушного охлаждения. Тем не менее жидкостное охлаждение лопаток, при котором коэффициенты теплоотдачи к жидкости могут во много десятков (и даже сотен) раз превышать коэффициенты теплоотдачи при воздушном охлаждении, постоянно привлекает к себе внимание исследователей и конструкторов. Результаты опытов показывают возможность создания турбин с жидкостным охлаждением, работающих при температуре газа, близкой к стехиометрической.

В двухконтурных (комбинированных) системах охлаждения теплоносителем во внутренних герметичных полостях лопаток является вода, натрий или сплавы натрия с калием, а хладагентом, отбирающим теплоту от специальных радиаторов лопатки, — воздух из компрессора или водяной пар. По конструкции двухконтурная система близка к чисто воздушной. Теплоотдача в лопатках двухконтурных систем осуществляется свободной конвекцией теплоносителя в замкнутых каналах или полостях лопаток.

К двухконтурным системам охлаждения следует также отнести системы охлаждения сопловых лопаток, построенные по принципу тепловой трубы.

Двухконтурные системы охлаждения рабочих лопаток и системы охлаждения сопловых лопаток с использованием принципа тепловой трубы пока не нашли практического применения.

Воздушное охлаждение лопаток может осуществляться не только в открытой, но и в так называемой полузамкнутой системе; жидкостное охлаждение обычно — в замкнутой системе, хотя известны примеры применения открытого, так называемого внешнего жидкостного охлаждения и охлаждения водой “на выброс”; двухконтурное охлаждение можно осуществлять в открытых, замкнутых и полузамкнутых системах.

В замкнутых системах с жидкостным или двухконтурным охлаждением лопаток (рис. 5.2, *б*) теплоноситель или агент циркулирует в замкнутом контуре, отбирая теплоту от лопаток и других охлаждаемых деталей турбины *3* и отдавая его во внешнем радиаторе *6* какому-либо хладагенту: атмосферному воздуху, воде или топливу, прокачиваемым соответственно вентилятором или насосом. Замкнутые системы позволяют выбирать теплоноситель, отличающийся благоприятным сочетанием теплопередающих свойств. Кроме того, давление, при котором в замкнутой системе циркулирует теплоноситель, может быть существенно выше, чем максимальное давление рабочего тела в двигателе, а это позволяет повысить эффективность теплоотдачи от охлаждаемых элементов к теплоносителю. Однако замкнутые системы ухудшают эксплуатационную надежность установки из-за значительного усложнения конструкции. Они заметно увеличивают массу ГТД вследствие введения радиатора, циркуляционного насоса *5* или компрессора; надежность ГТД снижается также из-за неизбежных утечек теплоносителя из системы, которые необходимо восполнять.

Полузамкнутые системы охлаждения (рис. 5.2, *в*) могут быть выполнены либо воздушными (в которых сопловые и рабочие лопатки охлаждаются воздухом), либо воздушно-жидкостными (двухконтурными), например с сопловыми лопатками, охлаждаемыми по принципу тепловой трубы, и рабочими лопатками, охлаждаемыми по двухконтурной схеме.

Полузамкнутые системы охлаждения могут выполняться в различных вариантах: данный на рис. 5.2, *в* основной (простейший) вариант может усложняться:

добавлением компрессора, дополнительно сжимающего (дожимающего) воздух, взятый за компрессором, перед подачей его в лопатки, в целях компенсации гидравлических потерь в системе охлаждения;

добавлением радиатора, в котором воздух, отобранный из компрессора и подаваемый к лопаткам для их охлаждения, предварительно сам охлаждается, с целью повышения хладоресурса и соответственно уменьшения его расхода.

Основная особенность любого варианта полузамкнутой системы охлаждения — возврат воздуха, отведенного из компрессора *1* и нагретого в элементах турбины *3*, в проточную часть компрессора.

При этом с термодинамической точки зрения происходит регенерация теплоты, отведенной в процессе расширения газа в турбине.

Нагретый воздух возвращается в ступени компрессора, стоящие перед той, из которой был выполнен отбор, смешивается с рабочим воздухом, подогревает его, и нагретая смесь сжимается до конечного давления. При этом, естественно, увеличивается работа сжатия в ступенях компрессора, расположенных за местом подвода воздуха, возвращаемого из турбины, в камеру сгорания поступает более горячий воздух, поэтому уменьшается расход топлива для нагрева воздуха до температуры перед турбиной. При соответствующем выборе параметров ГТД и системы охлаждения можно повысить экономичность ГТД по сравнению с экономичностью двигателя с открытой системой охлаждения.

Повышение температуры воздуха в проточной части компрессора при подмешивании нагретого в турбине воздуха в некоторых случаях способствует получению более высокого КПД последних ступеней компрессора, так как при этом возрастает удельный объем воздуха, что может привести к увеличению длины лопаток. Это обстоятельство важно при больших степенях повышения давления, характерных для высокотемпературных ГТД, и сравнительно небольших мощностях. Кроме того, подводимый к компрессору воздух может использоваться для регулирования пограничных слоев на корпусе и профильных частях лопаток, что может привести к повышению КПД компрессорных ступеней. Принципиальным преимуществом полузамкнутых систем охлаждения является то, что через первый участок (ступень, группу ступеней или рядов) в турбине идет больший расход рабочего тела, чем в турбине с открытыми системами охлаждения. Действительно, расход газа при входе в турбину с полузамкнутой системой охлаждения (на 1 кг/с воздуха, вошедшего в компрессор двигателя) определяется как

$$g_{m\text{г}1} = 1 + g_{m\text{т}} - (1 - \zeta) \sum_{i=1}^{n} g_{moi},$$

а в турбине с открытой системой охлаждения —

$$g_{m\text{г}2} = 1 + g_{m\text{т}} - \sum_{i=1}^{n} g_{moi},$$

где $g_{m\text{т}}$ — относительный расход топлива в камере сгорания (в первом приближении он может быть принят одинаковым в ГТД с любой из этих систем охлаждения); g_{moi} — относительный расход воздуха, отбираемого на охлаждение i-го участка турбины (он тоже может быть принят одинаковым); ζ — отношение расхода охлаждающего воздуха, возвращаемого в компрессор, к расходу, отобранному из компрессора на охлаждение какой-либо части (ступени) турбины.

Утечки охлаждающего воздуха из системы охлаждения в количестве 20 % от полного расхода на охлаждение практически не влияют на КПД двигателя с полузамкнутой системой охлаждения, а в количестве до 10 % — и на удельную мощность двигателя. Поскольку $(1-\zeta) \ll 1$, то $g_{m\text{г}1} > g_{m\text{г}2}$. Если пренебречь утечками из полузамкнутой системы охлаждения, то можно считать, что полный расход газа $g_{m\text{г}1} = 1 + g_{m\text{т}}$ в турбине с открытой системой охлаждения имеет место только в неохлаждаемой ее части, в то время как в турбине с полузамкнутой системой охлаждения такой же расход — во всех ступенях. Если к тому же учесть, что первые ступени (или ступень) высокотемпературной турбины выполняются, как правило, более нагруженными, чем остальные, то отсюда следует, что при одинаковых параметрах газа и равном числе ступеней мощность турбины с полузамкнутой системой охлаждения оказывается больше, чем с открытой.

Недостатком полузамкнутых систем охлаждения является необходимость тщательного уплотнения (но не герметизации, как в замкнутых системах) воздушного тракта сопловых и рабочих лопаток и сведения к минимуму гидравлических потерь в системе (гидравлические потери начинают влиять на эффективность полузамкнутых систем охлаждения, если относительные потери полного давления во всем тракте больше 0,2 ... 0,25). Кроме того, конструкция двигателя усложнена из-за наличия тракта, отводящего воздух в компрессор.

Введение любой системы охлаждения приводит к необходимости значительного усложнения конструкции турбин и их деталей, в первую очередь лопаток, и повышению их стоимости по сравнению с неохлаждаемыми турбинами. При подводе и выпуске охлаждающего воздуха в проточную часть турбины возникают дополнительные (по сравнению с неохлаждаемыми турбинами) газодинамические и термодинамические потери. Поэтому охлаждение турбин следует рассматривать как вынужденный и трудный во многих отношениях

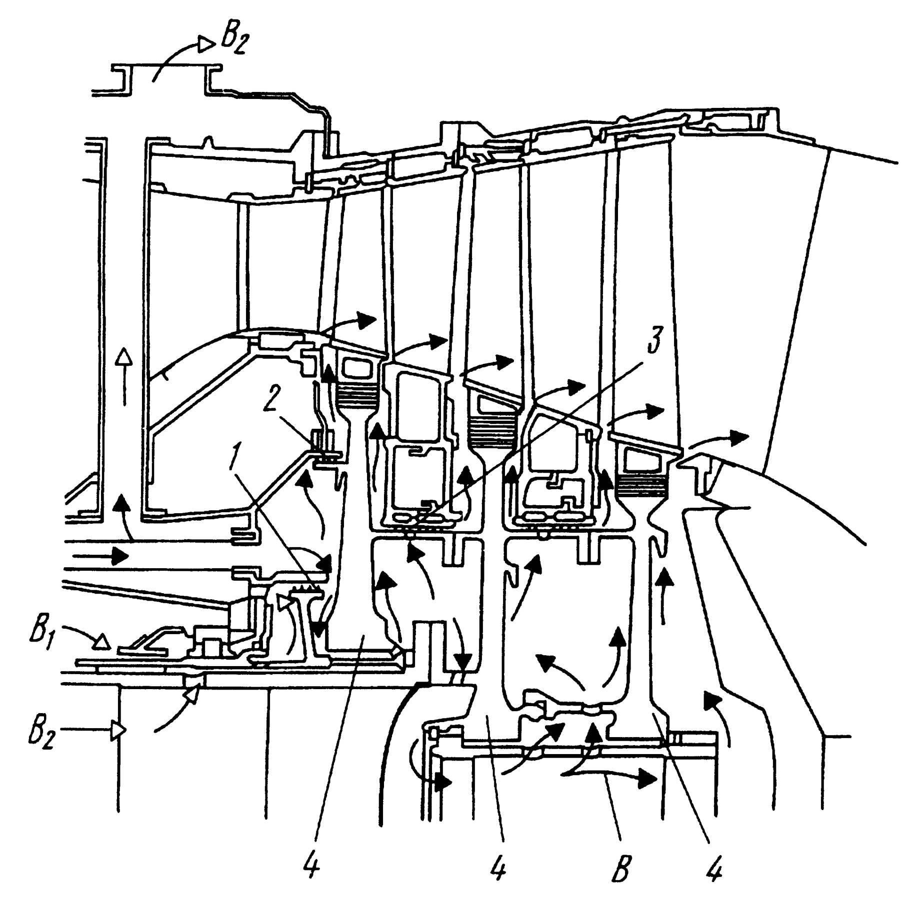


Рис. 5.3. Воздушное охлаждение газовой турбины (вторая опора ротора не показана):

1 – внутреннее лабиринтное уплотнение; *2* – наружное лабиринтное уплотнение; *3* – промежуточное воздушное уплотнение; *4* – диск

и вместе с тем как необходимый способ повышения температуры $T_г$ газа, а следовательно, и улучшения всех показателей ГТД и ГТУ.

Особенности конструкции при введении охлаждения деталей и узлов газовой турбины видны на рис. 5.3 и 5.4.

На рис. 5.3 представлена схема турбины, выполненной с конвективным охлаждением всех трех дисков *4* путем радиального обдува воздухом В. Такое охлаждение характерно для сравнительно низкотемпературных турбин и турбин ГТД с небольшим ресурсом. Объясняется это тем, что наиболее нагретые детали турбины — сопловые и рабочие лопатки — в такой конструкции охлаждаются слабо. Теплота, поступающая от основного потока газа через рабочие ло-

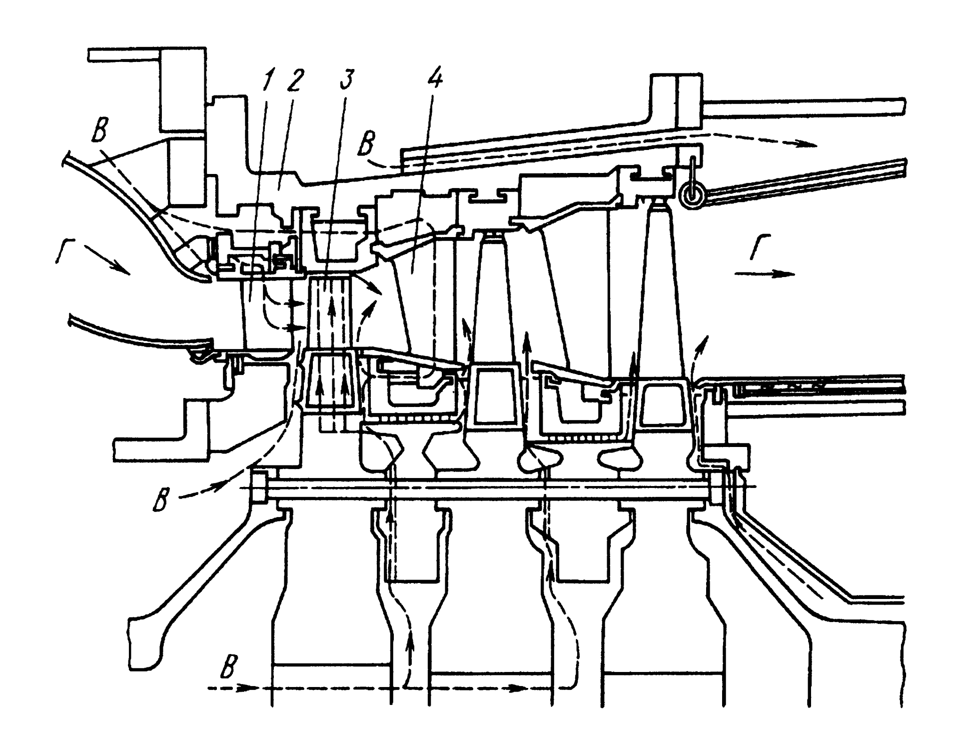


Рис. 5.4. Внутреннее конвективное охлаждение сопловых лопаток первых двух ступеней и рабочих лопаток первой ступени газовой турбины:

1 – сопловая лопатка первой ступени; *2* – наружный корпус; *3* – рабочая лопатка первой ступени; *4* – сопловая лопатка второй ступени; ——— – газ; – – – – – воздух

патки и диски, передается воздуху, обтекающему диски в основном в радиальном направлении. Помимо охлаждения элементов ротора, предусмотрено охлаждение подшипниковых узлов и элементов корпуса турбины. Воздух отбирается от основного потока за компрессором (воздух высокого давления), а также за одной или несколькими промежуточными ступенями компрессора (воздух низкого давления). После охлаждения деталей в данном случае воздух смешивается с основным потоком газа, в иных конструкциях он может отводиться из турбины.

Воздух $В_1$ высокого давления используется для охлаждения турбинных дисков. Его давление в месте выпуска обычно выше давления основного потока газа. Благодаря этому, а также установке уплотнений предотвращается перетекание горячего газа в направлении к оси турбины. Расход воздуха, охлаждающего первый диск сле-

ва, зависит от конструкции внутреннего *1* и наружного *2* воздушных лабиринтных уплотнений. Промежуточное воздушное уплотнение *3* состоит из двух частей. Передняя (левая) часть имеет небольшое число уплотнительных гребешков, перепад давлений между воздухом и газом на этой части невелик, задняя (правая) — большое число гребешков, перепад давлений здесь значительно больше. Такая конструкция препятствует прорыву газа через уплотнения.

Воздух B_2 низкого давления может использоваться для охлаждения подшипникового узла и/или второй и следующих ступеней турбины.

В большинстве современных и перспективных ГТУ и ГТД внешнее конвективное охлаждение деталей оказывается недостаточно эффективным, и приходится применять значительно более сложное в конструктивном отношении внутреннее интенсивное охлаждение сопловых и рабочих лопаток (см. рис. 5.4). Для его осуществления конструируют узлы подвода воздуха к охлаждаемым элементам.

Схемы подвода охлаждающего воздуха к лопаткам весьма разнообразны. Схема конструкции турбины с охлаждаемыми воздухом сопловыми лопатками первой *1* и второй *4* ступеней дана на рис. 5.4. К сопловым лопаткам *1* воздух В может подаваться со стороны наружного корпуса *2*, внутреннего (в этом случае подвод аналогичен) или обоих корпусов *1* и *3* (рис. 5.5). Выбор варианта подвода воздуха зависит от конструктивной схемы двигателя, удобства организации подвода воздуха (снаружи, изнутри), необходимости охлаждать не только сопловые лопатки *2* (см. рис. 5.5), но и прилегающие к ним элементы корпуса.

На рис. 5.6 даны некоторые из возможных схем подвода воздуха к рабочим лопаткам с внутренним охлаждением. В схеме на рис. 5.6, *а* охлаждающий воздух В поступает внутрь рабочих лопаток *4* по зазору *1* между покрывным диском (дефлектором) *2* и основным диском *3* аналогично тому, как это происходит при радиальном охлаждении дисков (см. рис. 5.3). Специальный уплотняющий диск или (чаще) кольцо *5* с другой стороны основного диска *3* предотвращает утечки воздуха из системы охлаждения.

Радиальное течение охлаждающего воздуха В может осуществляться по зазорам *1* с двух сторон диска *3* (рис. 5.6, *б*), что позволяет более эффективно охлаждать обе его стороны.

При внутреннем охлаждении по замкнутой схеме (рис. 5.6, *в*) воздух В подводится под левый покрывной диск *2*, проходит охлаждающие каналы во входных и выходных кромках лопаток *4*, меняет

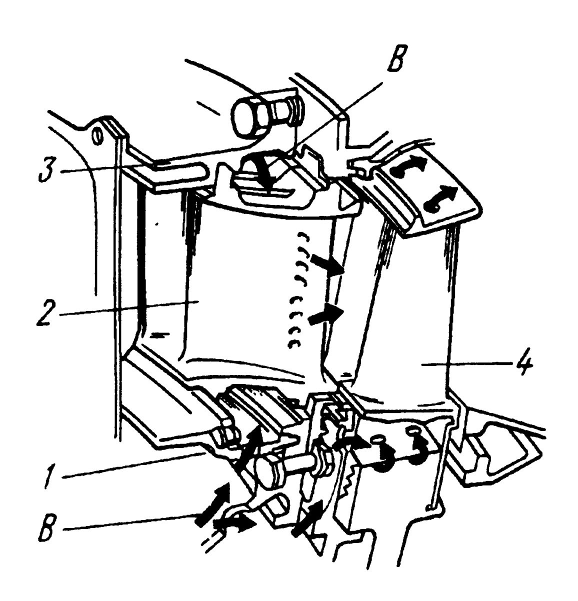


Рис. 5.5. Охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой ступени турбины:
1 – внутренний корпус; *2* – сопловая лопатка; *3* – наружный корпус; *4* – рабочая лопатка

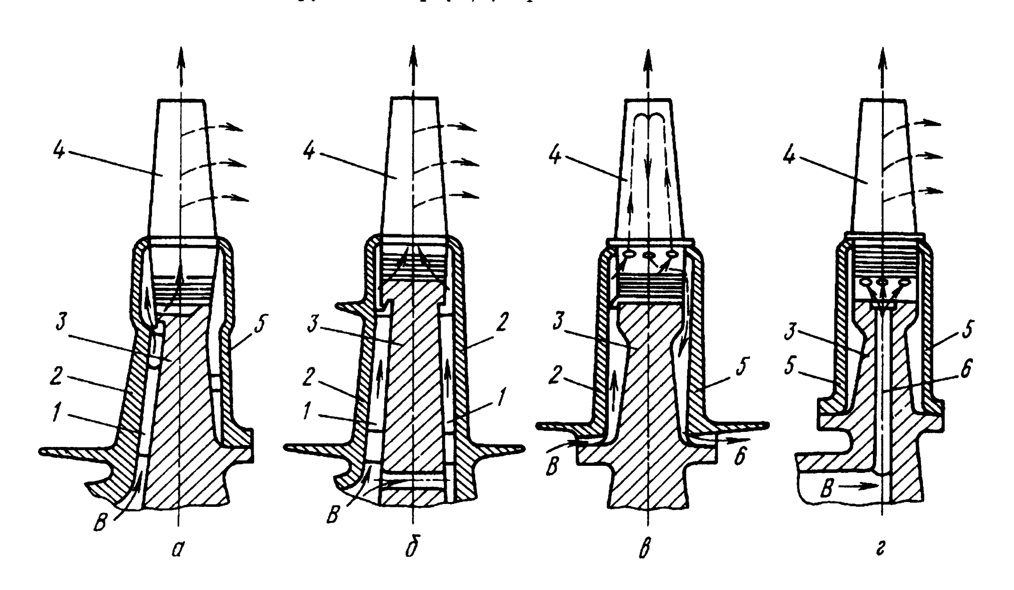


Рис. 5.6. Схемы подвода (*а* – *г*) охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам:
1 – зазор; *2* – покрывной диск; *3* – основной диск; *4* – рабочая лопатка; *5* – уплотнительный диск (кольцо); 6 – радиальный канал

направление течения на противоположное и выходит в радиальные каналы (или канал) в центральной части лопатки, а затем в полость между лопатками, соединенную с системой отвода воздуха и изолированную от системы подвода.

По схеме, показанной на рис. 5.6, *г*, воздух В подается внутрь лопаток *4* по радиальным каналам *6*, выполненным в диске *3*. В этом случае покрывные диски или (чаще) кольца *5* с обеих сторон диска *3* на периферии служат лишь для уплотнения, а не для подвода охлаждающего воздуха.

При конструировании подвода воздуха к ротору находят применение практически все рассмотренные схемы. В конструкциях современных роторов возникают большие нагрузки на диски от инерционных сил лопаток и различного рода покрывных дисков (дефлекторов), служащих для подвода воздуха к лопаткам. Напряжения от инерционных сил в основном диске настолько возрастают, что уже не охлаждаемые лопатки, а диск становится наименее прочным элементом конструкции. Кроме того, покрывные диски, эксплуатирующиеся в тяжелых теплонапряженных условиях, также являются критическими элементами конструкции. Поэтому принимают конструктивные меры, повышающие надежность дисков охлаждаемой турбины. Они сводятся в основном к снижению массы элементов системы охлаждения, закрепляемых на диске.

Любые нерегулируемые утечки воздуха из системы охлаждения приводят к уменьшению КПД и мощности ГТД вследствие непроизводительных затрат мощности на сжатие воздуха, не поступающего на охлаждение, термодинамических и газодинамических потерь, возникающих при неупорядоченных утечках в проточную часть турбины. Вместе с тем при неудачной конструкции возможно перетекание продуктов сгорания из проточной части в воздушные полости. При прорыве газа в воздушные полости полностью нарушается работа системы охлаждения. Поэтому уплотнениям воздушного тракта системы охлаждения уделяют большое внимание при конструировании любой охлаждаемой турбины.

Один из вариантов расположения лабиринтных уплотнений, препятствующих таким перетеканиям газа и воздуха, показан на рис. 5.3. Еще более развитая система уплотнений при подводе воздуха к ротору приведена на рис. 5.7. Система уплотнений расположена со стороны подвода охлаждающего воздуха к ротору. Воздух

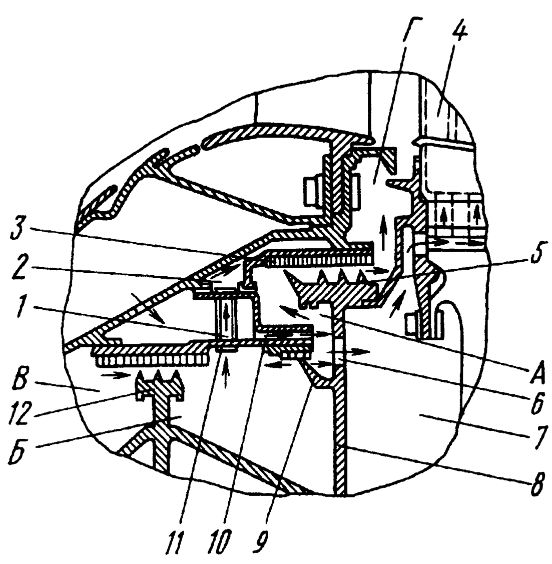


Рис. 5.7. Схема уплотнений тракта подвода охлаждающего воздуха к ротору

поступает в полость А, образуемую уплотнениями *5* и *9*. Уплотнения *9* и *12* предотвращают перетекание воздуха повышенного давления из полости А в полость В. Уплотнение *9* отделяет полость А от кольцевой камеры Б. Часть воздуха из сопловых отверстий *10* направляется через отверстия *6* в покрывном диске *8* в кольцевую камеру *7*, а из нее — на охлаждение рабочих лопаток *4*.

В такой конструкции обеспечиваются минимальные утечки воздуха из полости А в полость Г с пониженным давлением, а также из полости В в полость А. Минимизации утечек достигают применением нескольких каналов, служащих для перепуска вредных утечек из уплотнений *5*, *9* и *12* в промежуток между зубцами уплотнения *5*. При этом, как показано стрелками, утечки из уплотнений *9* и *12* в полость Б направляются через отверстия *11* в трубках *1* в кольцевой канал *2* и через отверстия *10* в корпусе уплотнения *3* в объем между первым (слева) и вторым зубцами уплотнения *5*.

В турбинах некоторых ГТД применяют комбинированные двухпоточные схемы подвода воздуха в ротор. Суть такого подвода в том, что на охлаждение передней части рабочей лопатки подводят воздух высокого давления, а на охлаждение выходной кромки — более низкого давления. При этом рационально используется охлаждающий воздух и сводятся к минимуму перетечки его в проточную часть. Однако подвод воздуха из двух мест заметно усложняет конструкцию двигателя.

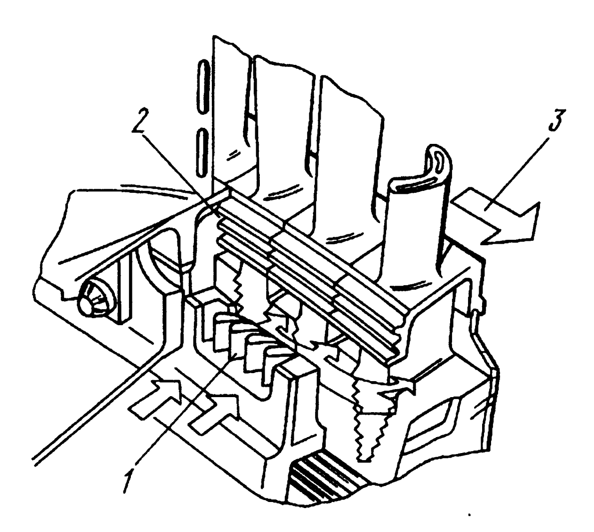


Рис. 5.8. Схема узла подвода охлаждающего воздуха к первой ступени турбины авиационного двигателя с предварительной закруткой охлаждающего воздуха:
1 – аппарат спутной закрутки; *2* – уплотнение; *3* – направление вращения ротора

Место ввода воздуха в ротор можно выполнять различными способами, но в любом случае стремятся уменьшить потери давления, возникающие при подводе воздуха из отверстий в неподвижном корпусе к вращающемуся ротору, и по возможности снизить температуру торможения воздуха, поступающего к ротору. С этими целями выполняют сопла и отверстия для подвода воздуха к ротору, оси которых наклонены к поверхности диска. На рис. 5.8 дана схема узла подвода охлаждающего воздуха с предварительной закруткой к первой ступени турбины авиационного двигателя RB.211 фирмы Роллс-Ройс. Такую закрутку осуществляют аппаратом *1* спутной закрутки (или подкручивающей решеткой).

При непосредственном (через отверстия, оси которых параллельны оси турбины) подводе воздуха к рабочим лопаткам температура его возрастает по сравнению с температурой в месте отбора на величину подогрева $\Delta T_ц$, создаваемого работой инерционных (центробежных) сил. Этот подогрев определяется как

$$\Delta T_ц = u^2/[2R\kappa/(\kappa-1)],$$

где κ — показатель адиабаты.

При окружной скорости $u = 300 \ldots 400$ м/с на радиусе, где расположены отверстия для подвода воздуха, воздух подогревается на $40 \ldots 70$ К. В схеме с предварительной закруткой в направлении вращения (спутной закруткой) происходит снижение температуры торможения воздуха:

в абсолютном движении

$$T_{\text{c}}^* = T + \frac{\kappa - 1}{2R\kappa} c^2;$$

в относительном движении

$$T_w^* = T + \frac{\kappa - 1}{2R\kappa} w^2,$$

где $w^2 = c^2 - 2uc \cos\alpha + u^2$; α — угол выхода потока из подкручивающей решетки.

Снижение температуры охлаждающего воздуха при расширении его в подкручивающей решетке $\Delta T_{\text{р}} = T_{\text{c}}^* - T_w^* = 2(uc \cos\alpha - u^2)/[2R\kappa/(\kappa - 1)]$. Обычно $\Delta T_{\text{р}} = 60 \ldots 90$ К.

Таким образом, суммарное снижение температуры при наличии аппарата спутной закрутки может составлять $\Delta T_{\Sigma} = \Delta T_{\text{ц}} + \Delta T_{\text{р}} = 90 \ldots 160$ К по сравнению со схемой без такого аппарата. Вместе с тем в аппарате спутной закрутки срабатывается часть располагаемого перепада давления, что в ряде случаев может усложнить конструирование охлаждающих каналов в лопатке, если по условиям теплообмена в них необходимо предусматривать различные интенсификаторы, также создающие дополнительное гидравлическое сопротивление. Большое суммарное сопротивление всего тракта охлаждающего воздуха может препятствовать прокачиванию через лопатки необходимого расхода воздуха.

Основные задачи, решаемые при выборе способов подвода воздуха и уплотнения узлов, — максимально возможная экономия и рациональное использование воздуха в лопатках.

5.1.2. Конструкции охлаждаемых лопаток

Среди всех деталей газовых турбин, требующих охлаждения, наиболее нагретыми и нагруженными являются лопатки, в первую очередь рабочие лопатки.

Лопатки с воздушным охлаждением. Наибольшим многообразием схем охлаждения отличаются сопловые и рабочие лопатки с

воздушным открытым охлаждением. Это объясняется стремлением создать эффективную конструкцию лопатки, на охлаждение которой требуется минимальное количество воздуха, обеспечить минимальные потери при охлаждении и гидравлические потери при течении охлаждающего воздуха, а также обеспечить требуемый запас прочности.

Поскольку однозначного решения этой задачи нет, возможны многочисленные варианты конструкций, чем и объясняется многообразие уже разработанных схем охлаждения лопаток. Кроме того, в совокупности перечисленные требования очень трудно удовлетворяются при изготовлении лопаток. Постоянное развитие технологии изготовления охлаждаемых лопаток расширяет возможности совершенствования схем охлаждения, что тоже приводит к многообразию лопаток с воздушным охлаждением.

Простейшими схемами внешнего воздушного охлаждения рабочих лопаток являются охлаждение теплоотводом в замковую часть и парциальное охлаждение.

Отвод теплоты от рабочей части *1* лопатки (рис. 5.9) в замковую часть осуществляется небольшим количеством воздуха, который обдувает ротор (диск) *3* и продувается через монтажные зазоры замкового соединения *2*. Иногда этот способ охлаждения называют охлаждением путем продувки воздуха через монтажные зазоры. Распределение температуры по длине лопаток в этом случае определяется теплопроводностью материала лопатки; при этом охлаждается корневая, наиболее нагруженная, часть лопатки.

Приближенно можно считать, что на 2/3 длины l лопатки (от ее вершины) температура металла лопатки равна температуре обтекающего ее газа с учетом торможения по относительной скорости, а на 1/3 (у корня) изменяется по закону кубической параболы:

$$T = T_{\text{л}} - a(l/3 - x)^3,$$

где $T_{\text{л}}$ — температура лопатки в сечениях, отстоящих от корневого сечения на расстояниях $x > l/3$.

При $x = 0$ (в корневом сечении) $T_{\text{л}1} = T_{\text{л}} - a(l/3)^3$, откуда $a = (T_{\text{л}} - T_{\text{л}1})/(l/3)^3$.

Температура лопатки в корневом сечении при продувке воздуха через монтажные зазоры $T_{\text{л}1} = T^*_{\text{г}w} - (100\ldots150)$ К. Температура $T^*_{\text{г}w}$ — температура обтекающего лопатку газа с учетом торможения

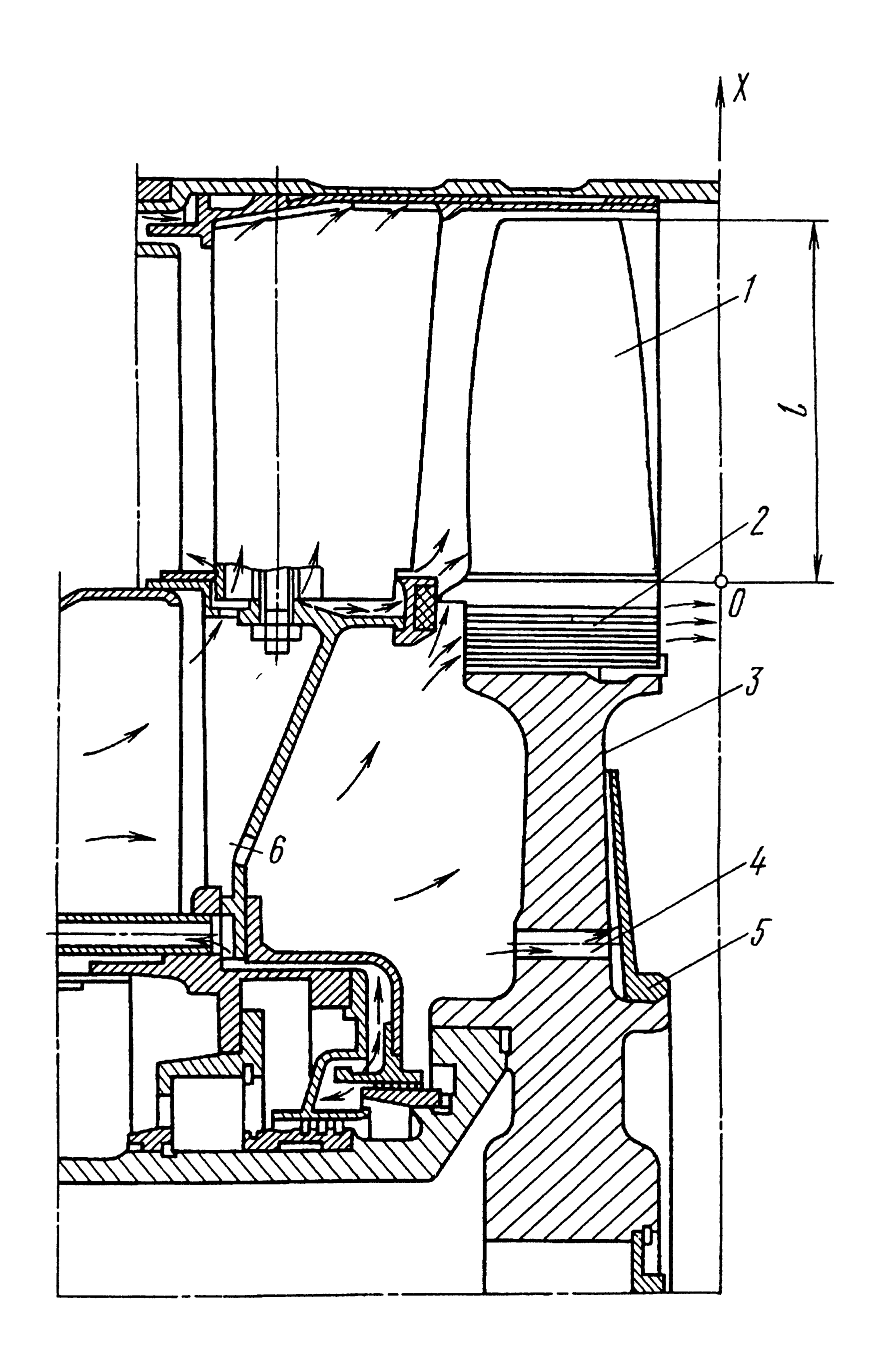


Рис. 5.9. Ступень турбины с лопатками, охлаждаемыми отводом теплоты в замковую часть:

1 – рабочая часть лопатки; *2* – замковое соединение лопатки и диска; *3* – диск; *4* – отверстие для перепуска воздуха, охлаждающего диск; *5* – экран; *6* – отверстие для перепуска воздуха, охлаждающего турбину

по относительной скорости, т.е. температура слоя газа, прилегающего к стенке лопатки. Ее определяют по термодинамической температуре $T_г$ газа и приращению температуры ΔT вследствие торможения: $T^*_{гw} = T_г + \Delta T$. В качестве термодинамической температуры берут среднюю арифметическую температуру на входе в лопаточный канал колеса и на выходе из него, а ΔT находят по формуле

$$\Delta T = 0{,}45 w_1^2 / c_p,$$

где w_1 — относительная скорость газа на входе в рабочее колесо; c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении.

Рассмотренный способ охлаждения лопаток применяют либо для низкотемпературных турбин, либо для ступеней турбин, не требующих интенсивного охлаждения.

Для охлаждения корневых частей рабочих лопаток небольшой длины может применяться другой способ внешнего воздушного охлаждения — так называемое парциальное охлаждение и его разновидность — парциально-корневое охлаждение. При парциальном охлаждении рабочих лопаток воздух подают через сектор, в котором сопловые лопатки отсутствуют. При этом рабочие лопатки омываются попеременно то газом, то воздухом. Вследствие большой частоты вращения устанавливается практически постоянная температура лопатки. В отличие от парциального при парциально-корневом охлаждении воздух в большом количестве (до $g_{mо} = 0{,}1 \ldots 0{,}15$) проходит через воздушные сопла, располагающиеся по всей окружности и представляющие собой профилированную соответствующим образом прикорневую часть обычных сопловых лопаток. Такой способ охлаждения целесообразно применять в регенеративных ГТД малой мощности. В них воздух за регенератором, поступающий не только в камеру сгорания, но и в ряд воздушных сопл, будучи достаточно нагретым, совершает полезную работу в прикорневой части следующего за сопловым аппаратом рабочего колеса. Одновременно он изолирует эту часть и диск от воздействия потока горячего газа. В ГТД малой мощности размеры лопаток весьма малы (иногда их высота и хорда — менее 20 мм), и подобный способ может оказаться единственно пригодным для их охлаждения, поскольку в лопатках малоразмерных турбин трудно осуществить внутреннее охлаждение.

Для первых ступеней турбин современных ГТД всех типов приходится выбирать значительно более интенсивные и сложные способы охлаждения.

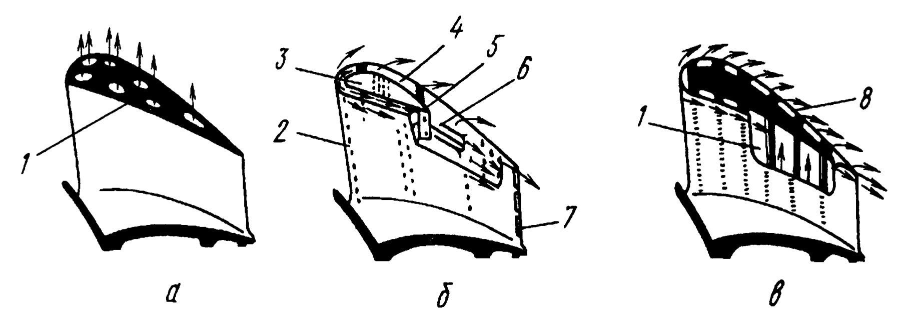


Рис. 5.10. Способы воздушного охлаждения турбинных лопаток:
а – конвективное; *б* – конвективно-пленочное; *в* – пористое; *1* – канал для охлаждающего воздуха; *2* – отверстия для выпуска охлаждающего воздуха; *3* – полость для подвода воздуха; *4* – щель для прохода воздуха; *5* – вставка-дефлектор; *6* – ребро; *7* – щель; *8* – поры для выпуска воздуха

Существуют три основных способа интенсивного воздушного охлаждения лопаток турбины: внутреннее конвективное, заградительное (или пленочное) и проникающее (или пористое) (рис. 5.10). Наибольшее распространение получили конвективное охлаждение и комбинированное конвективно-пленочное охлаждение. При каждом способе охлаждения и любой конструктивной схеме лопатки в ней выполняется система каналов *1*, отверстий *2*, полостей *3*, щелей *4*, *7*, ребер *6*, вставок *5* и других элементов (в различных сочетаниях), предназначенных для пропуска охлаждающего воздуха и интенсификации теплоотдачи от металла лопатки к воздуху.

Особым разнообразием отличаются конструкции рабочих лопаток с конвективным и конвективно-пленочным охлаждением. В них воздух подводится через корневую часть и растекается по внутренним каналам в различных направлениях:

по каналам внутри лопатки, вдоль нее, с выходом через верхний торец в радиальный зазор (лопатка с продольной схемой течения воздуха) или через отверстия, отделенные от подводящих, в замковую часть, предварительно изменив направление течения к периферийному, и обратно (лопатка с продольно-петлевой схемой течения воздуха);

одновременно в продольном и поперечном направлениях относительно пера лопатки с выходом в обоих направлениях;

поперек пера лопатки с выходом через отверстия или щели, расположенные в выходной кромке или на вогнутой стороне профиля лопатки вблизи выходной кромки.

Лопатки с продольным течением воздуха раньше изготовляли коваными, в настоящее время — только литыми. Такой способ сравнительно прост. В литых лопатках воздух *B* входит параллельно во все каналы *1*, протекает к периферии и смешивается с газом в радиальном зазоре (рис. 5.11). Отличаются лопатки (рис. 5.11, *а, б*) числом, формой и расположением охлаждающих каналов в пере. При этом система мелких каналов в лопатке обеспечивает более эффективное охлаждение.

В лопатках с продольной схемой течения наблюдается значительная неравномерность температуры ΔT металла как по длине, так и по сечению. Особенно нагретыми оказываются входная и выходная кромки, что объясняется, с одной стороны, трудностью размещения охлаждающих каналов в непосредственной близости от кромок, а с другой стороны, тем, что тепловые потоки на этих участках максимальны.

Для повышения эффективности охлаждения лопаток с продольной схемой течения теплообмен интенсифицируют применением различных турбулизаторов (ребер, штырьков, тесных каналов и т.п.) во внутренних каналах и полостях. Определенными преимуществами обладает также лопатка с продольно-петлевой схемой течения воздуха (рис. 5.11, *в*). Воздух через отверстия на одной стороне удлиненной ножки поступает в продольные каналы *1* и *3* вблизи кромок, охлаждает их, затем на периферии меняет направление на противоположное и течет к корню лопатки по центральному каналу *2*, выходя с противоположной стороны ножки. В периферийной части лопатки выполнены небольшие отверстия *4* для удаления из охладителя посторонних примесей, например пыли. При такой схеме удается лучше охладить кромки лопатки и более полно использовать хладоресурс воздуха.

В лопатках с продольно-поперечным (смешанным) направлением течения охлаждающего воздуха внутренняя полость для организации такого охлаждения обычно бывает пересечена цилиндрическими штырьками, некоторые из них (или даже все) могут образовывать круглые перемычки (рис. 5.11, *г, д*). Штырьки *6* соединяют выпуклую и вогнутую поверхности профильной части лопатки. Кроме штырьков применяют прерывистые и наклонные перегородки *7* различной формы, отклоняющие воздух от течения только в радиальном направлении.

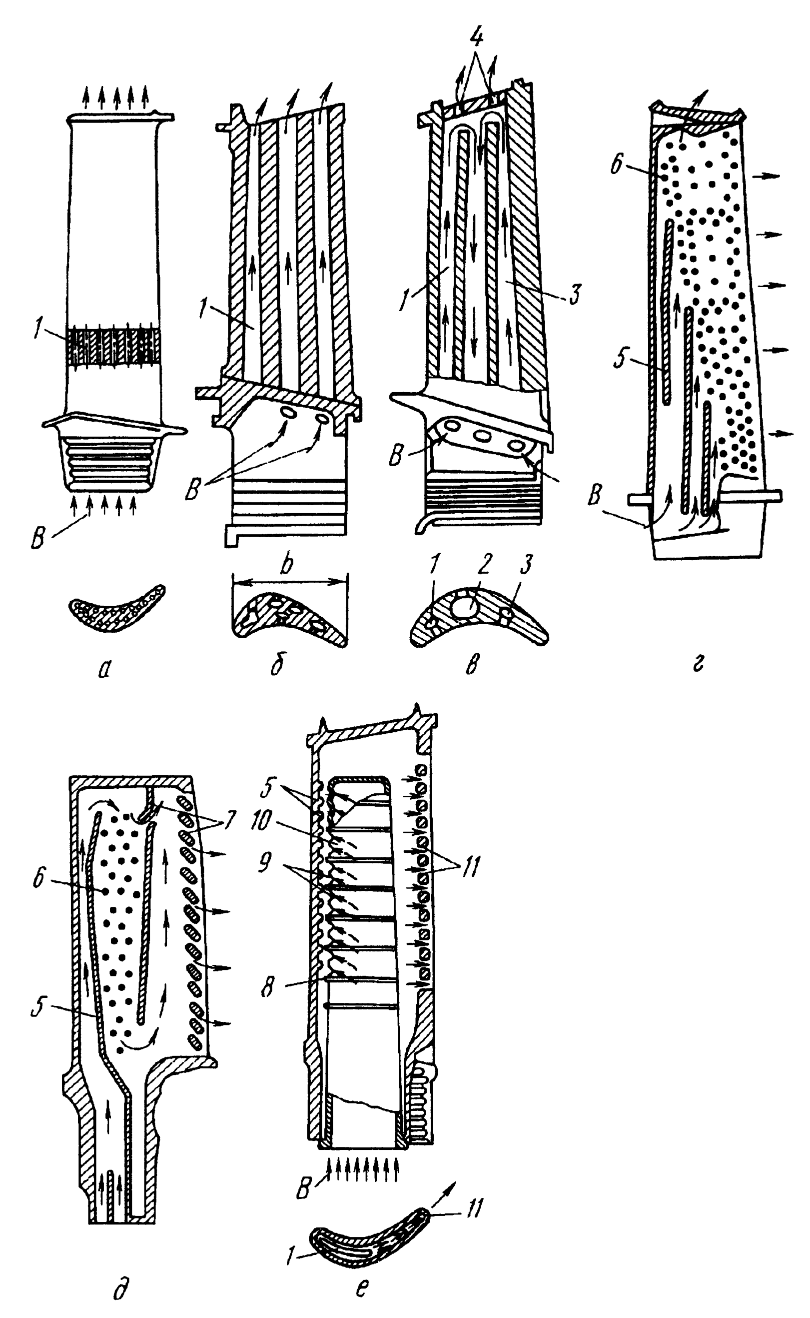


Рис. 5.11. Рабочие лопатки с конвективным воздушным охлаждением:

а, б – продольным; *в* – продольно-петлевым (петлевым при двойном ходе воздуха); *г, д* – продольно-поперечным; *е* – продольно-поперечным в дефлекторной лопатке; *1–3* – каналы; *4* – отверстие; *5* – ребро; *6* – штырьки; *7* – перегородка; *8* – поясок; *9, 11* – щели; *10* – дефлектор

Штырьки, перемычки и перегородки являются турбулизаторами, которые интенсифицируют теплообмен в охлаждаемых лопатках. При их применении одновременно происходит увеличение поверхности охлаждения. Эти элементы не являются несущими с точки зрения прочности. Они сами нагружают замковое соединение и лопатку (особенно ее прикорневые сечения), увеличивая в них напряжения от действия инерционных сил. Поэтому введение турбулизаторов целесообразно в тех случаях, когда обусловленный ими рост напряжений в лопатке компенсируется снижением ее температуры благодаря турбулизации и повышением запаса прочности (при сохранении ресурса) или срока службы (при сохранении запаса прочности). Иначе усложнение конструкции и повышение стоимости лопаток являются неоправданными. Отметим, что перегородки и штырьки существенно увеличивают гидравлическое сопротивление внутренних каналов.

Типичной конструкцией лопатки с продольно-поперечным течением охлаждающего воздуха относительно профильной части является лопатка с дефлектором (тонколистовой профилированной вставкой) *10* (рис. 5.11, *е*), который центрируется относительно внутренней поверхности лопатки по опорным и направляющим пояскам *8*. Охлаждающий воздух В подается прежде всего во внутреннюю полость дефлектора. Внутренняя поверхность лопатки имеет ребра *5* в зоне входной кромки. В передней кромке дефлектора выполнены отверстия или щели *9*, через которые воздух из внутренней полости дефлектора натекает струями на поверхность лопатки в зоне входной кромки. Охлаждая кромку, воздух растекается в охлаждающие каналы *1* шириной обычно 0,4 ... 0,6 мм между внутренней поверхностью лопатки и дефлектором. Каналы *1* в некоторых лопатках имеют оребрение в направлении течения воздуха со стороны выпуклой и вогнутой поверхностей. Кроме того, в лопатках дефлекторного типа интенсифицируют теплообмен с внутренней воздушной стороны путем струйного натекания воздуха на эти поверхности через щели или отверстия в дефлекторе. За дефлектором весь воздух смешивается и вытекает через щели *11* в зоне задней кромки.

Лопатки дефлекторного типа с продольно-поперечным течением охлаждающего воздуха обладают следующими преимуществами по сравнению с лопатками, имеющими систему продольных каналов:

струйное охлаждение входной кромки, оребрение кромки и срединных частей, а также узких щелей в выходной кромке способствуют сближению распределения коэффициентов теплоотдачи по обводу

профиля со стороны воздуха и газа и обеспечивают более равномерное распределение температуры по сечению лопатки, а следовательно, и снижение термических напряжений в ней;

дефлектор и различные способы интенсификации теплообмена позволяют дифференцированно охлаждать лопатки как по сечениям, так и по длине, что также способствует выравниванию поля температур и обеспечению равнопрочности всех участков лопатки; кроме того, дефлектор лопатки является демпфером, уменьшающим опасность резонансных колебаний лопатки.

Вместе с тем такая конструкция рабочей лопатки имеет ряд недостатков:

конструктивные и технологические сложности обусловлены, в частности, трудностью размещения дефлекторов в заданном положении; поскольку форма хвостовика лопатки совершенно отличается от формы профильной ее части, а размеры хвостовика, через который обычно вставляют дефлектор, ограничены, затруднено применение такой формы дефлектора, при которой передача теплоты была бы максимальной;

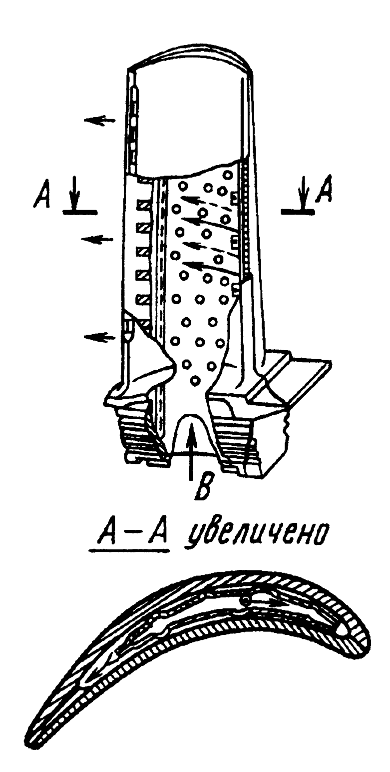


Рис. 5.12. Лопатка с дефлектором, изготовленная из двух частей

при длительной эксплуатации дефлектор может изнашиваться по опорным пояскам до полного истирания ввиду колебаний лопатки;

выпуск воздуха через заднюю кромку лопатки требует ее утолщения, что приводит к снижению КПД турбины.

Приведенные ниже конструктивные и технологические решения позволяют исключить указанные недостатки.

В лопатке, выполненной из двух частей, соединенных пайкой и сваркой (рис. 5.12), точность размещения дефлектора соответствует заданной, а возможности интенсификации теплообмена расширяются. К такой лопатке дефлектор крепят в двух местах —

к верхнему торцу и хвостовику. Для компенсации разных тепловых расширений лопатки и дефлектора последний имеет компенсаторы в виде выштамповок, которые одновременно могут служить опорными участками для фиксации дефлектора. Лопатки составной конструкции отличаются также малой толщиной профиля, а следовательно, обеспечивают малые газодинамические потери.

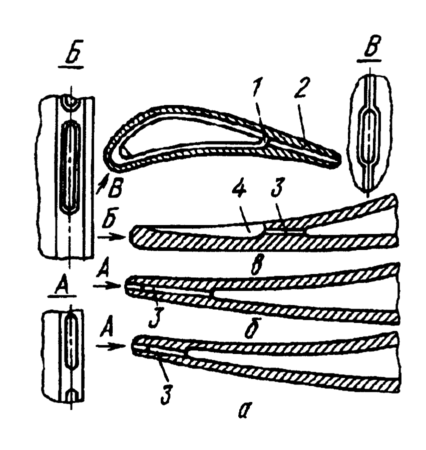


Рис. 5.13. Выходная кромка охлаждаемых лопаток:
а, б – с отверстиями; *в* – со щелями; *1* – зона смешения потоков; *2* – выходная кромка; *3* – отверстие в кромке; *4* – щель на вогнутой стороне профиля

В рабочих лопатках с внутренней полостью изогнутой формы, изготовляемых из единой отливки, операция установки дефлектора упрощается.

Для уменьшения газодинамических потерь выпуск охлаждающего воздуха иногда организуют не через отверстия *3* в выходной кромке (рис. 5.13), а через щели *4*, выполняемые на вогнутой стороне профиля.

Одним из трудно охлаждаемых участков лопатки дефлекторного типа с поперечным течением охлаждающего воздуха является выходная кромка. Интенсивность ее охлаждения может быть увеличена на 20 % (данные С.З. Копелева) благодаря применению зигзагообразных перемычек *2* (рис. 5.14) в сочетании с прерывистыми продольными выступами *1* на внутренних поверхностях. При правильном выборе формы перемычек интенсификация охлаждения достигается практически без увеличения гидравлического сопротивления щелей в кромке. Толщину перемычек принимают примерно равной толщине стенки лопатки, что позволяет уменьшить концентрацию напряжений в месте сопряжения перемычки и стенки. Распрямленные участки перемычек на выходе обеспечивают снижение гидравлических потерь при смешении потока газа с воздухом за лопатками. Перемычки в рабочих лопатках изгибают так, чтобы поток воздуха направлялся к внутреннему ободу проточной части. Благодаря этому создается вынужденное течение воздуха в направлении, противоположном действию инерционных сил, возникающих

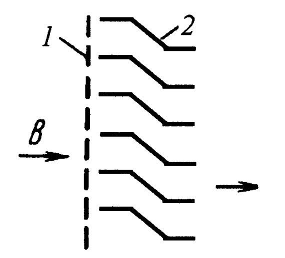


Рис. 5.14. Схема установки турбулизаторов во внутреннем канале выходной кромки рабочих лопаток с поперечным течением охлаждающего воздуха:
1 – прерывистые выступы; *2* – зигзагообразные перемычки

при вращении лопатки. Такое течение воздуха способствует усилению его турбулизации в узких и относительно длинных щелях в выходной кромке (отношение длины щели к гидравлическому диаметру составляет 10...20).

При изготовлении таких лопаток несколько усложняется литейная оснастка, что, однако, не вносит заметных трудностей в процесс точного литья и мало изменяет стоимость изготовления лопаток.

С повышением температуры газа перед турбиной внутреннее конвективное воздушное охлаждение не может обеспечить заданную глубину и равномерность охлаждения. Особенно трудно охладить лопатки на наиболее теплонапряженных участках (у кромок и торцевых поверхностей межлопаточных каналов). В этих случаях применяют комбинированное конвективно-пленочное охлаждение лопатки или ее участков. При таком охлаждении воздух выдувается на поверхность лопатки, как правило, через отверстия малого диаметра (обычно 0,4...0,6 мм), оси которых составляют угол с касательной к поверхности. Угол наклона оси отверстия к касательной должен быть таким, чтобы отрицательное газодинамическое воздействие выдуваемых струй на основной поток было минимальным. (Многими исследованиями показано, что оптимальные углы, как правило, близки к 30°.) Комбинированный характер такого охлаждения определяется тем, что, во-первых, не вся поверхность лопатки может иметь пленочное охлаждение, а лишь отдельные ее участки, тогда как остальные участки охлаждаются внутренним конвективным способом; во-вторых, практически в любой конструкции пленочному охлаждению поверхности лопатки предшествует конвективное, которое осуществляется до выхода воздуха на поверхность при его течении по внутренним каналам.

Отверстия, через которые воздух выдувается на поверхность лопатки, расположены обычно рядами; их размеры, шаги и углы наклона определяют по результатам расчета теплообмена. Обычно применяют несколько рядов отверстий, расположенных в шахматном порядке, поскольку вследствие размывания газом защитного пристеночного слоя его необходимо "подпитывать" воздухом, подводимым через дополнительные ряды отверстий.

Так как давление газа, обтекающего лопатку, не одинаково по обводу профиля, для требуемого по условиям охлаждения распределения полного расхода воздуха по поверхности лопатки и его экономии в лопатке выполняют отделенные друг от друга полости, в каждую из которых в идеальном случае подают воздух определенного давления. В реальных конструкциях полостей может быть не более пяти, а охлаждающий воздух подводят обязательно из полости за компрессором и иногда из промежуточной ступени компрессора. Воздух с давлением за компрессором охлаждает входную кромку лопатки, а воздух с давлением в промежуточной ступени компрессора — часть лопатки, примыкающую к выходной кромке.

Схема рабочей лопатки с конвективно-пленочным охлаждением дана на рис. 5.15. У этой лопатки интенсивное пленочное охлаждение имеют входная кромка *1* и верхний торец *2*. Наклон осей охлаждающих отверстий *3* под некоторым углом к оси вращения ротора турбины способствует повышению эффективности охлаждения. Лопатка имеет две системы охлаждающих продольных каналов, в обе подводится воздух В, взятый за компрессором.

В лопатках с пористым охлаждением (рис. 5.16) воздух, проходя через мелкие отверстия (поры) *4* в стенке лопатки, отбирает у нее теплоту и, вытекая на наружную поверхность, образует теплозащитную пленку. Если поры расположены близко друг к другу, то отдельные струйки воздуха сливаются вблизи поверхности и затрудняют подвод теплоты к стенке.

Пористое охлаждение отличается более высокой эффективностью, чем все рассмотренные способы охлаждения. При такой схеме охлаждения можно получить температуру материала лопатки, близкую к температуре охлаждающего воздуха.

Конструктивно лопатки с пористым охлаждением сравнительно просты: они имеют оболочку *2* (см. рис. 5.16) из пористого материала, закрепленную либо на массивном стержне *1*, либо на несущей оболочке из листового материала с системой дозирующих отверстий.

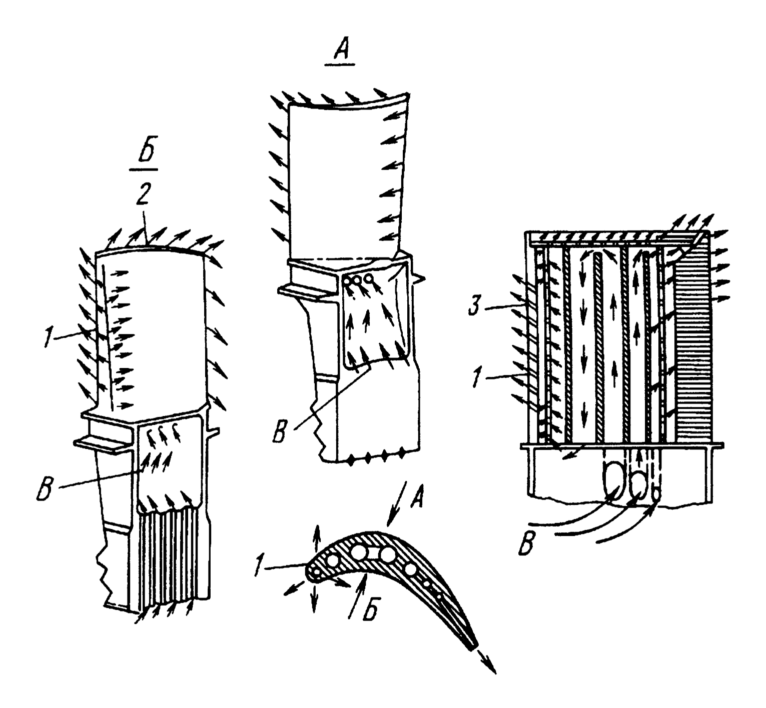


Рис. 5.15. Рабочая лопатка с конвективно-пленочным охлаждением:
1 – входная кромка; *2* – верхний торец; *3* – отверстие

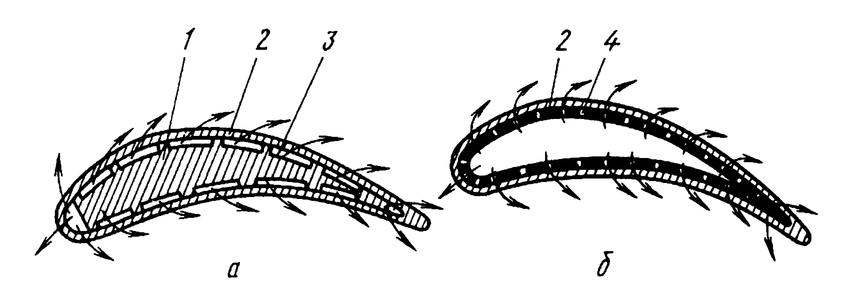


Рис. 5.16. Профили лопаток с пористым охлаждением:
а – лопатка с массивным стержнем и системой продольных раздаточных каналов; *б* – полая лопатка из листового материала с системой дозирующих отверстий; *1* – стержень; *2* – оболочка; *3* – канал для воздуха; *4* – отверстие

К профильной части воздух подводят через отверстия в хвостовике лопатки аналогично тому, как это делают в некоторых лопатках с конвективным охлаждением.

Широкое распространение лопаток с пористым охлаждением ограничено в основном из-за технологических и эксплуатационных трудностей. Пористые материалы имеют обычно весьма низкую

прочность и, что еще более существенно, нестабильную проницаемость, поскольку их нерегулярно расположенные каналы подвержены засорению и окислению. К тому же пористые материалы и лопатки из них имеют высокую стоимость.

Важнейшей проблемой создания лопаток с пористым охлаждением является изготовление оболочек с заданной пористостью. Такие оболочки можно получить различными способами. Например, альтернативными пористым оболочкам являются перфорированные оболочки. Они достаточно прочны, имеют регулярную проницаемость, однако по эффективности существенно уступают пористым. Это объясняется тем, что истекающие из отверстий перфорации струйки охладителя дискретны и в этом случае не происходит непрерывного оттеснения горячего газа от поверхности. Кроме того, при прохождении через короткие каналы перфорации охлаждающий воздух не успевает существенно нагреться, т.е. его хладоресурс в значительной степени не реализуется.

Компромиссными между пористыми и перфорированными оболочками являются составные проницаемые оболочки — СПО (иногда называемые "вафельными"), которые в определенной мере сочетают достоинства пористых и перфорированных оболочек.

Получить такие оболочки можно из нескольких перфорированных металлических пластин, каждая из которых имеет сквозные отверстия и разветвленную систему каналов. При сборке отверстия отдельных пластин смещают относительно друг друга, в результате чего охлаждающий воздух движется внутри СПО зигзагообразно. При этом возможно существенное увеличение поверхности внутренних каналов (что свойственно пористым материалам). Регулярные отверстия и каналы обеспечивают стабильную пропускную способность СПО, что характерно для перфорированных оболочек. В СПО исключается уменьшение проницаемости, вызванное окислением при нагреве. Число слоев (пластин) в оболочке может быть от двух до четырех. На рис. 5.17 дана схема трехслойного проницаемого материала.

Лист такого материала состоит из двух нижних слоев *1* и *2* с фасонными поверхностями, полученными фототравлением, которые образуют систему внутренних каналов строго определенной формы и размеров, и верхнего слоя *3* с системой отверстий диаметром 0,1 ... 0,2 мм, через которые воздух выходит на поверхность лопатки. Развитые поверхности теплообмена двух нижних слоев обеспечи-

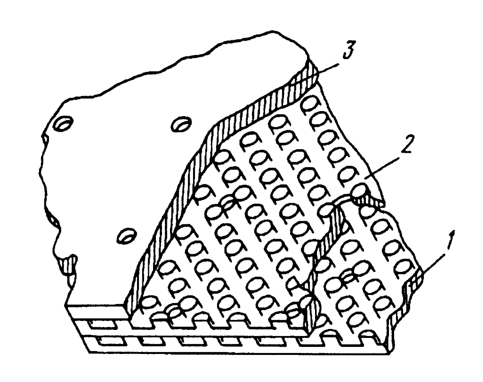


Рис. 5.17. Схема трехслойного проницаемого материала для оболочек лопаток

вают высокую интенсивность конвективного теплообмена, а воздух, поступающий на охлаждаемую поверхность лопатки, создает на ней защитный слой. Для перепуска воздуха от одного слоя к другому предназначены отверстия, выполненные в нижних слоях оболочки.

Процесс фототравления позволяет варьировать размеры и формы охлаждающих каналов в широком диапазоне. Выступы могут иметь в сечении не только круг, но и квадрат или ромб (рис. 5.18). Можно изменять также наклон осей каналов к охлаждаемой поверхности. В результате последующей штамповки оболочки лопатки из многослойного листа получают переменную по профильной части проницаемость материала, обеспечивающую наиболее эффективное охлаждение.

Отметим, что применение СПО, как и перфорированных оболочек, ведет, по сравнению с "идеальным" пористым, к снижению

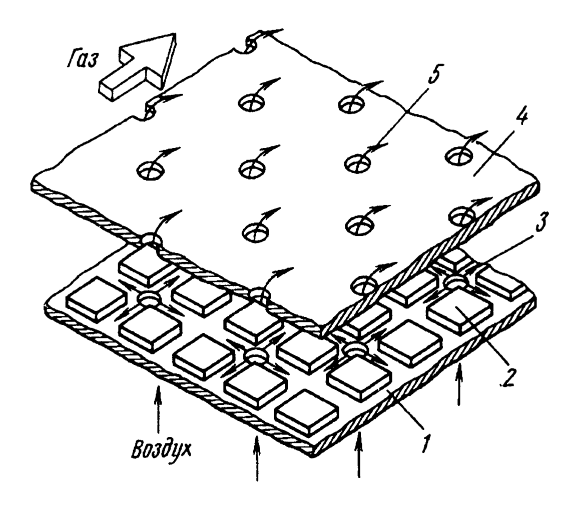


Рис. 5.18. Схема проницаемого (вафельного) материала:
1 – входная пластина; *2* – перемычка; *3* – входные отверстия; *4* – выходная пластина; *5* – выходные отверстия

эффективности охлаждения. Тем не менее такие лопатки превосходят лопатки с конвективно-пленочным охлаждением.

Число конструктивных вариантов (схем) охлаждаемых сопловых лопаток не столь велико, как число вариантов рабочих лопаток. Это можно объяснить, в частности, тем, что и при относительной простоте конструкции неподвижных лопаток можно обеспечить достаточно эффективное охлаждение. Вместе с тем в конкретной охлаждаемой турбине сопловые лопатки работают при более высокой температуре газа, чем рабочие лопатки той же ступени, и при существенно меньших механических напряжениях, поскольку они не вращаются. Поэтому при конструировании сопловых лопаток стремятся обеспечить равномерное температурное поле и небольшой перепад температур в стенке лопатки.

Охлаждение сопловых лопаток по самой простой схеме с системой продольных (расположенных вдоль оси лопатки) каналов таким условиям не удовлетворяет и практически не применяется. Редко используют и тонкостенные сопловые лопатки с продольным течением воздуха, даже с различными турбулизаторами и развитыми (оребренными) поверхностями со стороны охладителя.

Наиболее распространены литые сопловые лопатки с поперечным течением охлаждающего воздуха, при котором осуществляется струйно-конвективное охлаждение оболочки изнутри или такое же охлаждение, дополненное заградительным (пленочным) охлаждением наиболее теплонапряженных участков. Как и в рабочих лопатках, течение в лопатках со струйно-конвективным охлаждением организуется посредством дефлекторов *6* (рис. 5.19). Для интенсифи-

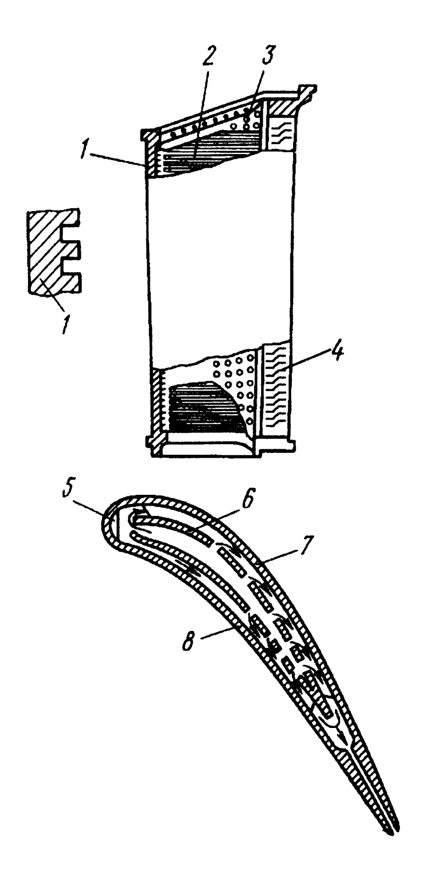


Рис. 5.19. Сопловая лопатка с внутренним дефлектором и поперечным течением воздуха

кации теплообмена применяют прерывистые выступы *3* и зигзагообразные или профилированные перемычки *4* в зоне выходной кромки, поперечное оребрение *2* вдоль спинки и вогнутой поверхности лопатки, оребрение *1* входной кромки, струйное натекание воздуха на внутреннюю поверхность входной кромки *5*, на поверхности спинки *7* и вогнутой части *8* ("душирование") через щели и отверстия. Перемычки у сопловых лопаток направляют поток охлаждающего воздуха за выходными отверстиями к наружному диаметру турбины. В этом случае создается вынужденное течение воздуха в направлении, противоположном распределению статического давления в газовом потоке при выходе из сопловых лопаток, что способствует уменьшению перетекания воздуха в область низкого давления, т.е. от периферийных сечений к корневым. (Отметим, что в рабочих лопатках аналогичные перемычки изогнуты так, что поток охлаждающего воздуха направлен в сторону, противоположную действию сил инерции, т.е. к внутреннему диаметру турбины.) Такое направление течения способствует усилению турбулизации воздуха, уже нагретого на предыдущих участках лопатки и текущего по узким и относительно длинным (10...20 калибров) щелям в выходной кромке, и повышению интенсивности охлаждения выходной кромки.

При сравнительно невысокой температуре газа и меньших тепловых потоках можно применять лопатки более простой конструкции со вставным дефлектором *2* (рис. 5.20). В них некоторая интенсификация охлаждения обеспечивается струйным подводом воздуха через сопло *3* из дефлектора на внутреннюю оребренную поверхность *4* передней кромки и наличием оребрения *5* вдоль спинки и вогнутой поверхности лопатки.

При высокой температуре газа внутреннее конвективное охлаждение сопловых лопаток дополняется пленочным охлаждением наиболее теплонапряженных участков. В этом случае сопловые лопатки, как и рабочие, делают двух- и многополостными.

Две полости *1* и *2* выполнены, например, в литой лопатке, поперечное сечение которой дано на рис. 5.21. Воздух, поступающий внутрь дефлектора в передней полости, выпускается на поверхность лопатки через пять рядов по 48 отверстий диаметром 0,5 мм у входной кромки и через два ряда по 53 отверстия того же диаметра со стороны спинки и вогнутой поверхности. Воздух входит внутрь дефлектора в задней полости лопатки и выходит через семь щелей шириной 1 мм на вогнутую часть профиля у выходной кромки.

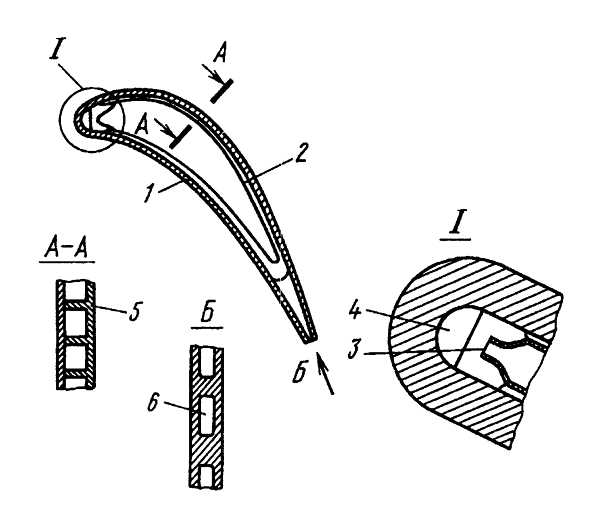


Рис. 5.20. Сопловая лопатка с внутренним конвективным охлаждением:
1 – оболочка; *2* – дефлектор; *3* – сопло; *4* – ребро у входной кромки; *5* – продольное ребро; *6* – щель в выходной кромке

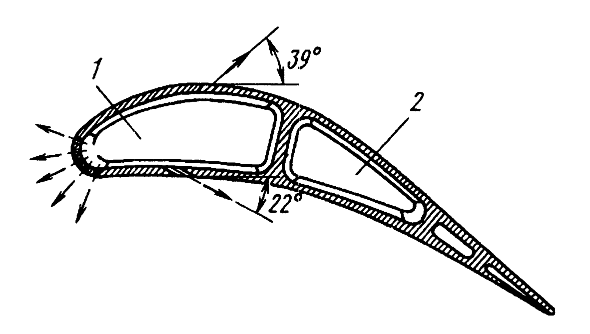


Рис. 5.21. Поперечное сечение двухполостной сопловой лопатки с конвективно-пленочным охлаждением

У сопловой лопатки первой ступени двигателя RB.211-524 с конвективно-пленочным охлаждением (рис. 5.22) имеются пять отдельных полостей для подвода воздуха к различным участкам поверхности. В переднюю *1* и заднюю *2* полости вставлены дефлекторы *6* и *4*, которые приварены к верхней и нижней полкам лопатки. Как и в конструкциях, описанных выше, дефлекторы опираются на поперечные ребра *8*, выполненные на внутренней поверхности лопатки в обеих полостях. Кроме того, пространство между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки разделено на пять продольных

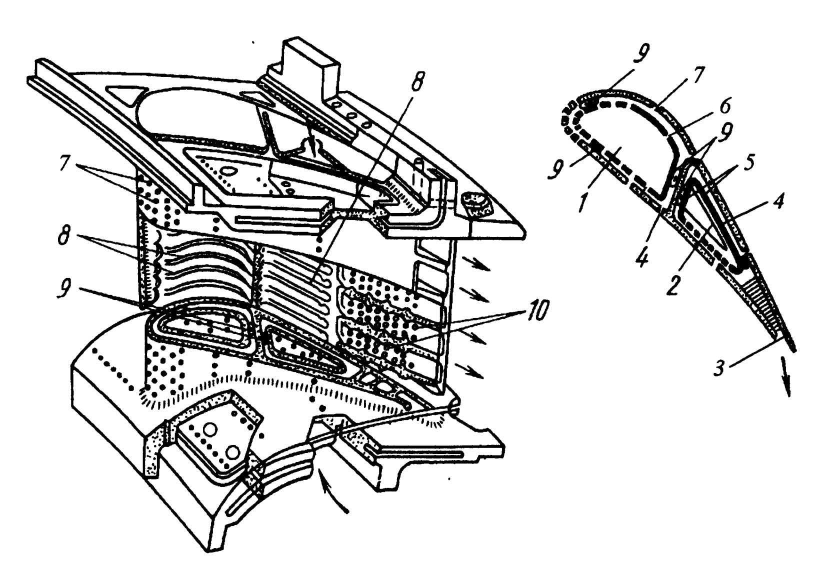


Рис. 5.22. Сопловая лопатка с конвективно-пленочным охлаждением

изолированных друг от друга полостей выступами *9* и трубками *5*, которые на участках, где имеются ребра, расположены в специально выполненных продольных пазах. Трубки обжаты при установке для создания герметичного уплотнения между полостями. Полость *2* переходит в продольную щель *3*, в которой выполнены штырьки *10* различного диаметра.

Воздух, выходящий через отверстия в дефлекторах, охлаждает внутреннюю поверхность лопатки струйным натеканием и затем через отверстия *7* попадает на наружную поверхность лопатки, осуществляя пленочное охлаждение. Поскольку полости изолированы между собой, размеры отверстий в дефлекторах выбраны таким образом, чтобы создавать различное давление на входе в каждый ряд отверстий *7*. Это давление устанавливается в соответствии с внешним давлением газа на участке соответствующего ряда отверстий *7*, при котором подводится необходимое для охлаждения данного участка количество воздуха. Пленочным способом в лопатке охлаждается не только профильная часть, но и полки. У такой лопатки температура стенки не превышает 1210 К при температуре газа на входе 1543 К.

Особенностью сопловых лопаток с пористым охлаждением также является наличие нескольких полостей в литом стержне, в которые подводится воздух соответствующего давления. Сетчатые или

многослойные оболочки приваривают или припаивают к ребрам на стержне. Иногда на поверхностях стержня выполняют систему продольных и поперечных ребер; при этом между стержнем и оболочкой образуются ниши, или "карманы", в которые подводится воздух из центральной полости в стержне через отверстия в его стенках. Выбирая диаметры отверстий, можно осуществлять дозирование расхода воздуха в зависимости от теплового потока в оболочку лопатки.

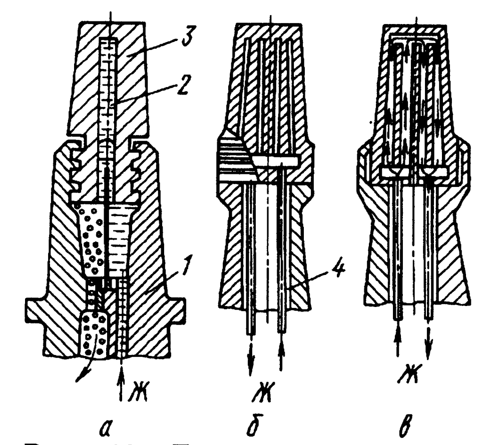


Рис. 5.23. Лопатки с внутренним жидкостным охлаждением:
а – водоиспарительным; *б* – по принципу открытого термосифона; *в* – с вынужденной конвекцией охладителя

Лопатки с жидкостным охлаждением. Некоторые конструктивные схемы рабочих лопаток с внутренним жидкостным охлаждением даны на рис. 5.23. В лопатку с водоиспарительным охлаждением (рис. 5.23, *а*) через внутреннюю полость диска *1* подводят воду, а отводят пар. Лопатки *3* имеют систему внутренних радиальных каналов *2*, выходящих во внутреннюю полость диска (диск по конструктивным условиям может быть разъемным). В лопатке с охлаждением по принципу открытого термосифона жидкость (обычно дистиллированную воду) подают по трубке *4* (рис. 5.23, *б*) в полость, где она перемешивается с горячей водой, вытесняемой из охлаждающих каналов. В лопатке с вынужденной конвекцией охладителя (рис. 5.23, *в*) жидкость прокачивают по системе каналов вначале в направлении от корня к периферии лопатки, а затем в противоположном направлении. Таким образом, течение жидкости может быть аналогично течению воздуха в лопатке с продольно-петлевой схемой (см. рис. 5.11, *в*).

Во всех этих системах охлаждения ввиду больших инерционных сил повышается давление воды (до 20...50 МПа) в охлаждающих каналах лопаток и магистралях, по которым подводится и отводится вода, что существенно затрудняет обеспечение герметичности системы охлаждения.

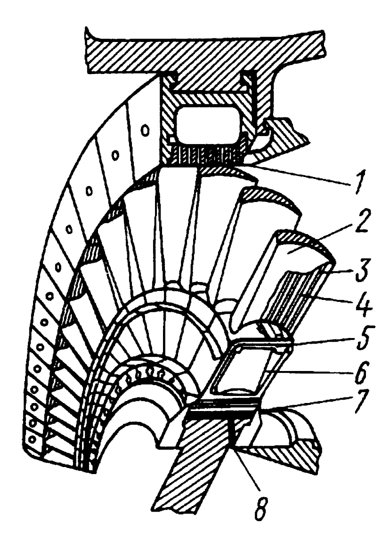


Рис. 5.24. Схема охлаждения рабочих лопаток водой "на выброс"

Более простая конструкция охлаждаемой рабочей лопатки (лопатка с охлаждением водой "на выброс") с продольной схемой течения жидкости аналогична конструкции лопатки с продольной схемой течения воздуха (см. рис. 5.11, *а,б*). Один из вариантов такой конструкции лопатки дан на рис. 5.24. Воду подают через отверстия *8* в диске к коллектору *7*, после чего под действием инерционных сил через систему каналов *6* в ножке лопатки и дозирующее устройство *5* она поступает в радиальные каналы *3* в профильной части лопатки. Эти каналы (обычно постоянного по длине сечения) нарезаны на стержне *4* и закрыты припаянной к нему тонкостенной оболочкой *2*. При течении по каналам примерно 2/3 расхода воды испаряется, оставшаяся вода выбрасывается через торец лопатки. Часть смеси воды и пара (за исключением утечек в проточную часть) поступает в коллектор *1*, выполненный в наружном корпусе турбины, конденсируется при охлаждении и возвращается в систему охлаждения. Для обеспечения равномерности охлаждения стержень изготовляют из меди или охлаждающие каналы в виде медных вставок впаивают в тело лопатки.

Система охлаждения водой "на выброс" имеет следующие недостатки: трудно распределять расход воды по каналам внутри лопатки; происходит эрозионный износ коллектора в корпусе; пар, вытекающий в проточную часть, теряется как охладитель.

Для сопловых лопаток с жидкостным охлаждением характерны конструкции, в которых в качестве теплоносителя применяют воду, принудительно прокачиваемую насосом через систему внутренних каналов. Число и расположение каналов выбирают так, как показано на рис. 5.25, *а* (роль каналов в таких лопатках выполняют трубки *3*). В целях выравнивания поля температуры лопатки целесообразно применять внутренний подслой *2* из материала высокой теплопроводности (меди).

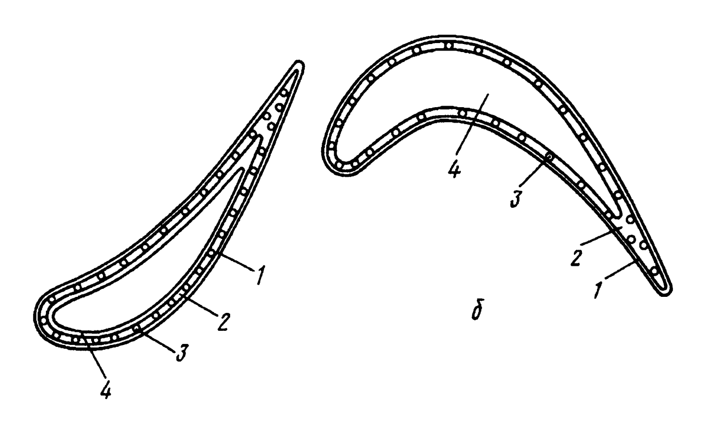


Рис. 5.25. Профили лопаток с водяным охлаждением:
а – сопловой; *б* – рабочей; *1* – внешняя оболочка; *2* – подслой из меди; *3* – трубки для прохода воды; *4* – упрочняющие перемычки

Лопатки с комбинированным двухконтурным охлаждением. При комбинированном двухконтурном охлаждении передача больших тепловых потоков свободной конвекцией наилучшим образом осуществляется в поле интенсивных массовых сил, поэтому двухконтурное охлаждение применяют в рабочих лопатках.

Для отвода теплоты лопатка *3* (рис. 5.26) должна иметь развитый теплообменник-радиатор *6*, для которого в ободе диска *7* вырезают соответствующий паз. При этом замковое соединение *5* дополнительно нагружено инерционными силами радиатора, а диск ослаблен глубокими пазами для размещения радиаторов.

В двухконтурной системе охлаждения сопловых лопаток с использованием принципа тепловой трубы лопатка (рис. 5.27) является тепловой трубой.

Профильная часть *1* лопатки служит зоной подвода теплоты, а радиаторная часть *2* — зоной отвода теплоты. Перенос жидкости (обычно щелочного металла) из зоны конденсации в зону нагрева осуществляется по фитилю *3*, представляющему собой пористый материал (сетку, порошковую пористую структуру и т.п.), устилающий внутреннюю поверхность лопатки. Как показывают результаты исследований, лопатки, выполненные в виде тепловой трубы, обладают большой равномерностью поля температуры по обводу профиля и по длине лопатки (1100 ... 1200 К), а следовательно, в них могут возникать меньшие температурные напряжения, чем в лопатках с любой воздушной системой охлаждения. В таких лопатках может быть обеспечена температура стенки ниже 1000 К при температуре

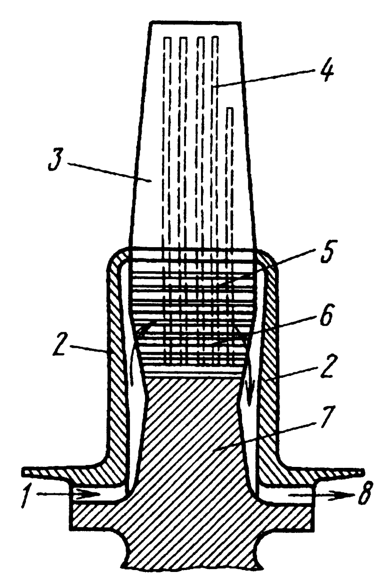


Рис. 5.26. Схема лопатки с двухконтурным охлаждением:
1 – подвод охлаждающего воздуха (пара); *2* – покрывные диски; *3* – лопатка; *4* – внутренний охлаждающий канал; *5* – замковое соединение; *6* – радиатор; *7* – диск; *8* – отвод охлаждающего воздуха (пара)

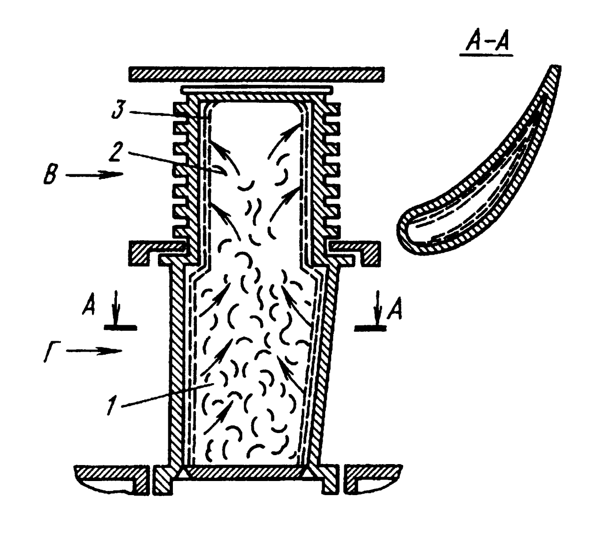


Рис. 5.27. Схема лопатки, охлаждаемой по принципу тепловой трубы:
1 – профильная часть лопатки; *2* – радиаторная часть; *3* – фитиль; В – воздух; Г – газ

газа выше 1400 К при любом угловом положении лопаток. При этом достигается равномерность поля температуры, а также удовлетворительная прочность конструкции.

5.1.3. Этапы и проблемы развития систем охлаждения турбин

В промышленно развитых странах мира, способных создавать столь технически сложные агрегаты, как ГТД и ГТУ, развитие высокотемпературных ГТД с охлаждением турбин прошло ряд этапов, различающихся, во-первых, уровнем начальной температуры газа перед турбиной, во-вторых, жаропрочностью материалов деталей турбины и, в-третьих, уровнем конструкторско-технологических методов разработки и изготовления охлаждаемых лопаток. От выпуска примитивных и малоэффективных схем охлаждения лопаток конструкторская мысль и технологическое мастерство привели к серийному производству ГТД и ГТУ с лопатками, представляющими собой подлинные шедевры инженерного искусства.

Мировые успехи в создании высокотемпературных охлаждаемых газовых турбин связаны прежде всего с развитием авиационных двигателей. Достижения авиационного двигателестроения использовались при проектировании и постройке ГТД и ГТУ других типов. При этом развитие транспортных и стационарных ГТД и ГТУ, в свою очередь, давало много нового и полезного для авиационного двигателестроения. Однако в транспортных и стационарных ГТД и ГТУ имеются иные, чем в авиационных двигателях, возможности повышения КПД и удельной мощности (например, введение регенерации, применение комбинированных парогазовых установок и т.д.), поэтому повышение $T_г$ для них — не столь необходимое направление развития. В результате уровень температуры $T_г$ в транспортных и стационарных ГТД и ГТУ на каждом этапе их развития был всегда ниже, чем в авиационных ГТД. Тем не менее поколения транспортных и стационарных ГТД и ГТУ сменялись в определенном соответствии со сменой поколений авиационных двигателей, хотя и с отставанием по времени, поэтому этапы развития систем охлаждения целесообразно рассматривать на примере последних.

Поколения авиационных двигателей сменялись прежде всего в соответствии с достижениями в методах расчета и конструирования охлаждаемых лопаток и систем охлаждения, а также в металлургии жаропрочных сплавов для деталей газовых турбин и в технологических способах их изготовления.

Авиационные ГТД первого поколения стали создаваться сразу после второй мировой войны; их серийный выпуск начался в 1950-х годах. Эти двигатели были рассчитаны на $T_г \approx 1000\ldots$ $\ldots 1100$ К. Для изготовления сопловых и рабочих лопаток турбины использовали жаростойкие и жаропрочные сплавы на никелевой основе. Уровень температуры газа и небольшой задаваемый ресурс двигателя позволяли изготовлять лопатки неохлаждаемыми; применялось лишь охлаждение теплоотводом в замковую часть, служившее не столько для охлаждения лопаток, сколько для тепловой защиты дисков.

В последующие 10 лет жаропрочность материалов для лопаток возрастала медленно: всего в среднем на 10 К в год, в то время как температура газа перед турбиной повышалась примерно на 20 К в год. В 1960-х годах появились двигатели второго поколения, с уровнем температуры $T_г \approx 1200\ldots1300$ К. У этих двигателей лопатки

соплового аппарата первой ступени были охлаждаемыми, а рабочие лопатки всех ступеней, как правило, неохлаждаемыми; лишь на некоторых двигателях этого поколения впервые появились охлаждаемые рабочие лопатки первой ступени турбины.

Лопатки сопловых аппаратов первой ступени турбины изготовлялись пустотелыми, литьем из сплавов на никелевой основе. Схема охлаждения была самой простой: применялся вставной дефлектор с отверстиями в передней кромке для организации струйного натекания воздуха на внутреннюю поверхность передней кромки; охлаждающий воздух выпускался в проточную часть турбины через отверстия или щели, расположенные в выходной кромке или на вогнутой поверхности вблизи задней кромки лопатки. Среди двигателей второго поколения начали появляться такие, у которых конвективное охлаждение большей части поверхности дополнялось пленочным (заградительным) охлаждением входной кромки. Охлаждаемые рабочие лопатки турбин некоторых двигателей этого поколения имели в основном простые системы охлаждения (см. рис. 5.11, *а–в*).

В 60-х годах наметилась тенденция к замедлению темпа роста жаропрочности материалов примерно до 5 К в год. Тем не менее темпы возрастания температуры $T_г^*$ газа оставались прежними, что объясняется широким развертыванием работ по созданию интенсивных эффективных систем охлаждения.

В 70-х годах появились двигатели третьего поколения, с уровнем температуры газа $T_г^* \approx 1400 \ldots 1500$ К. Для этого поколения двигателей характерно применение конвективно-пленочного охлаждения сопловых лопаток (см. рис. 5.21) и конвективного охлаждения с интенсификаторами (типа показанного на рис. 5.11, *е*, дополненного поперечными штырьками в полости у выходной кромки). На некоторых двигателях этого поколения устанавливались рабочие лопатки с конвективно-пленочным охлаждением (см. рис. 5.15).

В 80-х годах появились двигатели четвертого поколения, в которых температура газа $T_г^* \approx 1600 \ldots 1700$ К. Эти двигатели характеризуются применением более совершенных схем конвективно-пленочного охлаждения сопловых (см., например, рис. 5.22) и рабочих лопаток первой ступени и конвективного охлаждения сопловых и рабочих лопаток второй ступени. На лопатках первой ступени используются эффективные многокомпонентные покрытия типа

Me—Cr—Al—Y, в которых в качестве основного металла (Me) используют хром, никель или железо. Кроме того, применяют термобарьерные (теплозащитные) покрытия охлаждаемых лопаток, которые позволяют упростить способ охлаждения и уменьшить расход воздуха в лопатках. Такие покрытия имеют чрезвычайно низкую теплопроводность, благодаря чему в слое покрытия создается увеличенный перепад температур, способствующий при заданной температуре наружной поверхности снижению температуры внутренней поверхности лопатки и тем самым уменьшению расхода воздуха, необходимого для снятия теплового потока. К термобарьерным покрытиям относится, например, двухслойное покрытие из тонкого (0,03...0,10 мм) связующего подслоя из металлического сплава (например, из никелевого сплава, включающего 16 % Cr, 6 % Al, 0,6 % Y) и основного слоя толщиной 0,25...0,64 мм, состоящего из оксида циркония с присадками оксида кальция, магния или иттрия.

Основной проблемой при использовании термобарьерных покрытий на лопатках турбин остается обеспечение стойкости покрытия при многократных термоциклических нагрузках. Причиной разрушения покрытия являются напряжения, вызванные различными температурными коэффициентами объемного расширения покрытия и основного материала.

В двигателях четвертого поколения начали применяться лопатки, изготовляемые литьем с направленной кристаллизацией. При этом обеспечиваются бóльшие пластичность, относительное удлинение и прочность, чем у сплава с обычной поликристаллической структурой.

Системы охлаждения в некоторых двухконтурных двигателях четвертого поколения усложнены введением воздухо-воздушного теплообменника, располагаемого во втором контуре двигателя.

Дальнейшее повышение температуры газа перед турбиной авиационных ГТД связано по-прежнему с совершенствованием материалов и систем охлаждения, позволяющим не увеличивать и без того значительный в двигателях четвертого поколения расход воздуха на охлаждение турбин.

Вероятно, в качестве материалов для сопловых лопаток газовых турбин могут использоваться керамические материалы на основе нитрида кремния Si_3N_4 и карбида кремния SiC. Для этого должны быть решены довольно многочисленные проблемы расчета и изготовления

лопаток, а также обеспечения стабильности качества лопаток в процессе изготовления при массовом производстве.

Дальнейшее развитие получат системы заградительного (пленочного) и проникающего (пористого) охлаждения. Проникающее охлаждение может совершенствоваться путем применения многослойных материалов (см. рис. 5.17 и 5.18).

Совершенствование перспективных газовых турбин связывают с разработкой высокопрочных и пластичных металловолокнистых композиционных материалов. Они представляют собой композицию из армирующих волокон высокожаропрочных материалов, например вольфрама (который не может работать в окислительной среде газовой турбины), и матрицы из обычного жаропрочного материала на основе никеля, кобальта или хрома. Один из наиболее жаропрочных композиционных материалов имеет матрицу, в которой размещаются волокна диаметром около 400 мкм из сплава вольфрама с гафнием и углеродом. Предел прочности этого материала примерно в 5 раз выше, чем у современных жаропрочных сплавов.

Но и в том случае, когда лопатки некоторых ступеней турбины могут быть изготовлены из подобных материалов, не требующих охлаждения, другие ступени все же будут выполняться охлаждаемыми, поскольку отработанные десятилетиями технологические приемы позволяют получать менее дорогостоящие высокоэффективные конструкции охлаждаемых лопаток.

5.2. Теплоотдача на наружных поверхностях лопаток газовых турбин

5.2.1. Особенности течения и теплообмена на наружных поверхностях лопаток

Одним из методов улучшения термодинамической эффективности цикла ГТД и ГТУ является обоснованное повышение температуры рабочего тела перед газовой турбиной, причем при существующих тенденциях роста температуры продуктов сгорания в газотурбинных двигателях существенно повышаются параметры двигателя (см. рис. 5.1). Несмотря на то что в энергетических ГТУ рост температуры $T_г^*$ продуктов сгорания отстает от повышения $T_г^*$ в авиационных двигателях на 200 ... 250 К, увеличение КПД цикла достигается при использовании высокоэкономичной (по расходу охладителя)

системы охлаждения стенок камеры сгорания, сопловых и рабочих лопаток, дисков и корпусов газовых турбин.

Создание высокоэффективных газовых турбин, каналов МГД-генераторов и двигателей, работающих при высокоэнтальпийном воздействии рабочих сред, является сложной задачей. В общем случае она включает анализ и расчет потерь при внешнем обтекании и течении охладителя во внутренних каналах деталей камер сгорания, сопловых и рабочих лопаток, дисков, переходных патрубков и рабочих каналов.

Важность поставленной задачи выбора и проектирования системы охлаждения определяет обоснованность повышения температуры рабочего тела, а также создания высокоэффективной и надежной ГТУ с заданным ресурсом работы, способной экономично работать при переменной нагрузке.

Одной из наиболее сложных является задача точного распределения тепловых потоков от газа к стенкам проточной части камер сгорания и газовых турбин. Процессы переноса импульса и теплоты в пристенных областях камер сгорания, сопловых и рабочих лопаток характеризуются комплексным воздействием ряда факторов: турбулентностью, отрывом пограничного слоя, переходными режимами течения от ламинарного к турбулентному, реламиниризацией, неизотермичностью, градиентностью течения, сжимаемостью, шероховатостью поверхности; влиянием сил инерции, пространственности течения, угла атаки, локального или распределенного вдува охладителя в пограничный слой.

В настоящее время трудно выделить точный метод расчета газодинамики и теплообмена в решетках газовых турбин с учетом всех перечисленных факторов, поэтому в практике инженерных расчетов используют численные методы, экспериментально обоснованные обобщения, а также приближенные интегральные методы расчета.

Одновременный учет многих из указанных факторов при расчетах внешнего теплообмена практически невозможен. Вместе с тем определение коэффициента теплоотдачи α от газа к стенке лопатки должно выполняться с максимально возможной точностью: погрешность в задании коэффициента теплоотдачи $\Delta\alpha_{\text{г}}$ в 10 % приводит к ошибке в определении температуры $T_{\text{л}}$ металла лопатки в 40 ... 60 K, что, в свою очередь, может привести к существенной ошибке в прогнозировании работоспособности лопаток.

Несмотря на влияние перечисленных факторов на теплоотдачу к лопаткам, применяют формулу Ньютона, а все особенности процесса учитывают, изменяя коэффициент теплоотдачи, и в общем случае

$$\alpha_{\text{г}} = \alpha K_1 K_2 \ldots, \tag{5.1}$$

где $\alpha_{\text{г}}$ — коэффициент теплоотдачи от газа к поверхности в рассматриваемых условиях; α — коэффициент теплоотдачи от газа к поверхности при базовых условиях; K_1, $K_2 \ldots$ — множители-поправки для учета влияния на $\alpha_{\text{г}}$ соответствующего воздействия, отсутствующего при базовых условиях.

При течении газа в турбинной решетке на различных участках профиля одновременно присутствуют все три типа пограничных слоев. Поэтому значения $\alpha_{\text{г}}$ существенно различаются на отдельных участках профиля (рис. 5.28, *а*). Они переменны также по длине и высоте проточной части турбины (рис. 5.28, *б* и *в* соответственно). Следует иметь в виду, что значение $\alpha_{\text{г}}$ на различных участках не остается одинаковым при различных режимах работы турбины.

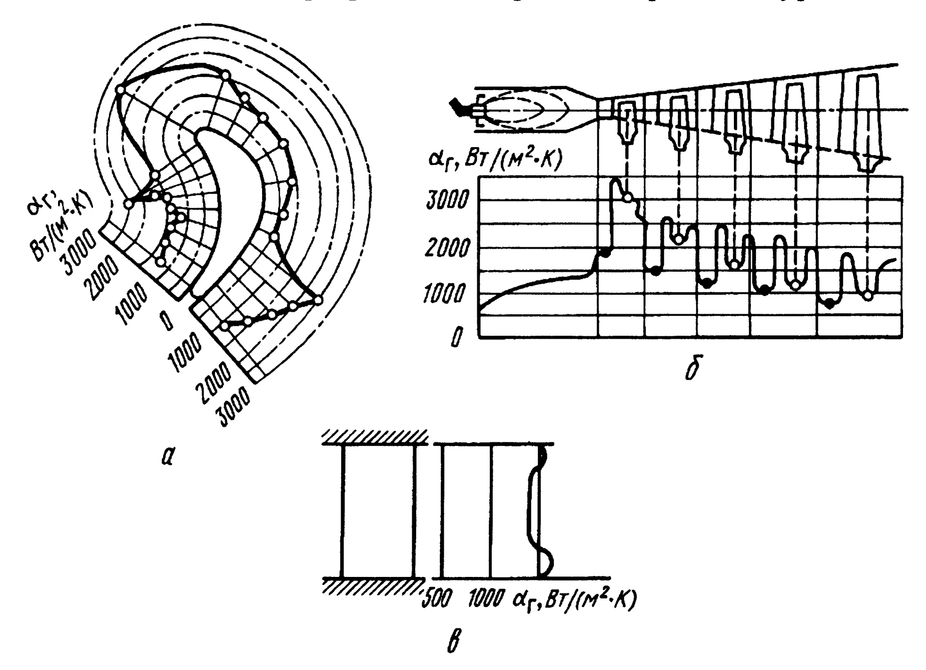


Рис. 5.28. Диаграмма распределения $\alpha_{\text{г}}$ в проточной части турбины: *а* – местные $\alpha_{\text{г}}$ по обводу профиля турбинной лопатки; *б* – средние $\alpha_{\text{г}}$ по длине проточной части; *в* – средние $\alpha_{\text{г}}$ по высоте проточной части; ○ – по обводу профиля на среднем диаметре рабочих лопаток; ● – в сопловых решетках

5.2.2. Расчетные методы определения коэффициентов теплоотдачи на поверхностях лопаток турбин

Местные $\alpha_{\text{г}}$ и средние $\alpha_{\text{г.ср}}$ коэффициенты теплоотдачи на поверхности турбинной лопатки приближенно могут быть определены расчетным путем. Существует большое количество методов расчета, их трудно систематизировать и классифицировать и потому сложно обосновать выбор какого-либо из них. Наиболее широко применяемые расчетные методы определения коэффициентов теплоотдачи являются, как правило, полуэмпирическими и подразделяются на *дифференциальные* и *интегральные*.

Дифференциальные методы. В основу дифференциальных методов расчета течений и определения потерь на трение и теплообмен положены уравнения неразрывности, движения и энергии, которые в пренебрежении массовыми силами и при учете осредненных и пульсационных составляющих записывают в виде

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial \overline{u}_x}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u}_y}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u}_z}{\partial z} = 0;\\
&\rho\left(\overline{u}_x \frac{\partial \overline{u}_x}{\partial x} + \overline{u}_y \frac{\partial \overline{u}_x}{\partial y} + \overline{u}_z \frac{\partial \overline{u}_x}{\partial z}\right) =\\
&\qquad = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x} + \mu \Delta \overline{u}_x - \rho\left(\frac{\partial \overline{u_x'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u_x' u_y'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u_x' u_z'}}{\partial z}\right);\\
&\rho\left(\overline{u}_x \frac{\partial \overline{u}_y}{\partial x} + \overline{u}_y \frac{\partial \overline{u}_y}{\partial y} + \overline{u}_z \frac{\partial \overline{u}_y}{\partial z}\right) =\\
&\qquad = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial y} + \mu \Delta \overline{u}_y - \rho\left(\frac{\partial \overline{u_x' u_y'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u_y'^2}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u_y'^2 u_z'^2}}{\partial z}\right);\\
&\rho\left(\overline{u}_x \frac{\partial \overline{u}_z}{\partial x} + \overline{u}_y \frac{\partial \overline{u}_z}{\partial y} + \overline{u}_z \frac{\partial \overline{u}_z}{\partial z}\right) =\\
&\qquad = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial z} + \mu \Delta \overline{u}_z - \rho\left(\frac{\partial \overline{u_x' u_z'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u_y' u_z'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u_z'^2}}{\partial z}\right).
\end{aligned} \tag{5.2}$$

Осреднение произведений пульсационных составляющих скорости приводит к членам, определяющим напряжения Рейнольдса, в форме составляющих тензора напряжений

$$p_{xx} = -\overline{p} + 2\mu \frac{\partial \overline{u}_x}{\partial x} - \rho \overline{u_x'^2};$$

$$p_{xy} = p_{yx} = \mu\left(\frac{\partial \overline{u}_x}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u}_y}{\partial x}\right) - \rho\overline{u'_x u'_y};$$
$$p_{yy} = -\overline{p} + 2\mu\frac{\partial \overline{u}_y}{\partial y} - \rho\overline{u'^2_y}; \qquad (5.3)$$
$$p_{xz} = p_{zx} = \mu\left(\frac{\partial \overline{u}_x}{\partial z} + \frac{\partial \overline{u}_z}{\partial x}\right) - \rho\overline{u'_x u'_z}.$$

В приближении турбулентного пограничного слоя уравнение движения при условии Прандтля $\partial p/\partial y = 0$ преобразуют к виду

$$\rho\left(\overline{u}_x\frac{\partial \overline{u}_x}{\partial x} + \overline{u}_y\frac{\partial \overline{u}_x}{\partial y} + \overline{u}_z\frac{\partial \overline{u}_x}{\partial z}\right) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x} + \mu_{\text{т}}\frac{\partial \overline{u}_x}{\partial y} - \rho\overline{u'_x u'_y}, \qquad (5.4)$$

где $\mu_{\text{т}}$ — коэффициент турбулентной вязкости. Знак осреднения опускаем. В многокомпонентном двухмерном турбулентном пограничном слое с ламинарным подслоем сжимаемого газа уравнения движения, энергии и диффузии представляют незамкнутую систему:

$$\rho u_x\frac{\partial u_x}{\partial x} + \rho u_y\frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\mu + \mu_{\text{т}})\frac{\partial u_x}{\partial y}\right];$$
$$\rho u_x\frac{\partial H^*}{\partial x} + \rho u_y\frac{\partial H^*}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_{\text{т}}}{\text{Pr}_{\text{т}}}\right)\frac{\partial H^*}{\partial y}\right] -$$
$$-\frac{\partial}{\partial y}\left[\sum_1^n\left(\frac{\mu}{\text{Pr}}\frac{\partial c_i}{\partial y} - \rho D\frac{\partial c_i}{\partial y}\right)H^*\right] +$$
$$+\frac{\partial}{\partial y}\left[\frac{\mu_{\text{т}}}{\text{Pr}_{\text{т}}}(\text{Le} - 1)\sum_1^n\frac{\partial c_i}{\partial y}H_i\right] + \qquad (5.5)$$
$$+\frac{\partial}{\partial y}\left\{\left[\mu\left(1 - \frac{1}{\text{Pr}}\right) + \mu_{\text{т}}\left(1 - \frac{1}{\text{Pr}_{\text{т}}}\right)\right]\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{u_x^2}{2}\right)\right\};$$
$$\rho u_x\frac{\partial c_i}{\partial x} + \rho u_y\frac{\partial c_i}{\partial y} = u_{gi} + \frac{\partial}{\partial y}\left[\rho D\frac{\partial c_i}{\partial y} + \rho D_{\text{т}}\frac{\partial c_i}{\partial y}\right].$$

Численный расчет турбулентных течений возможен для ограниченного круга задач и лишь при использовании дополнительных гипотез и моделей, определяющих взаимодействие крупномасштабных и мелкомасштабных структур.

Совокупность пульсационных параметров, определенных в виде $\overline{u'^2_x}$, $\overline{u'^2_y}$, $\overline{u'^2_z}$, $\overline{u'_x u'_y}$, $\overline{u'_x u'_z}$, $\overline{u'_y u'_z}$, составляет тензор кажущихся напряжений турбулентного движения (тензор напряжений Рейнольдса).

Проблему замыкания сводят к установлению количественных соотношений для определения тензора кажущихся напряжений, определяемых из физических экспериментов.

К однопараметрическим моделям принадлежит модель пути смешения Прандтля в форме

$$\overline{u'_x u'_y} = \left(l\frac{du_x}{dy}\right)^2,$$

где l — длина пути смешения (средний пространственный масштаб турбулентности).

Для пристенного пограничного слоя длину пути смешения определяют в виде

$$l = \chi y\left[1 - \exp\left(-\frac{\eta}{A^*}\right)\right],$$

где χ, A^* — константы; $\chi = 0{,}39\ldots0{,}41$; $A^* = 25\ldots27$; $\eta = \dfrac{\rho u_T y}{\mu}$; $u_T = \sqrt{\dfrac{\tau_c}{\rho}}$.

В случае градиентных течений значение χ определяют приближенно: в соответствии с предложением А.И. Леонтьева

$$\chi = 0{,}4 + 0{,}0062\frac{\delta^{**}}{\tau_c}\frac{dp}{dx}; \tag{5.6}$$

в соответствии с предложением В.М. Капиноса и других

$$\chi = 0{,}386 + \left[10\ln\frac{\mathrm{Re}^*}{1000} + 10{,}83\exp\left(-320\delta^{**}\frac{dH}{dx}\right)\right]\frac{\delta}{u_\infty}\frac{du_\infty}{dx} + \\ +0{,}00768\exp\left(-320\delta^{**}\frac{dH}{dx}\right)\ln\frac{\mathrm{Re}^*}{1000}. \tag{5.7}$$

Более строгий подход составляют модели второго порядка, в основе которых — представление тензора кажущихся напряжений в виде вторых моментов или одноточечных двойных корреляций.

Замыкание системы достигается определением коэффициентов $\mu_г$, $D_т$, $\lambda_г$ и $\mu_т\dfrac{\partial u_x}{\partial y}$, турбулентного диффузионного потока $\rho D_т\dfrac{\partial c_i}{\partial y}$, теплоты $\dfrac{\mu_т}{\mathrm{Pr}_т}\dfrac{\partial H^*}{\partial y}$.

В гипотезе Колмогорова—Прандтля вводят взаимосвязь динамической скорости и турбулентной энергии $u_T \sim \sqrt{K}$, где $K = \frac{1}{2}\sum \overline{u'^2}$.

В модели, предложенной Брэдшоу, турбулентное касательное напряжение определяется энергией турбулентности в виде $\tau_{\text{т}} = \alpha_1 \rho K$ и скоростью диссипации турбулентной энергии ε. В этом случае уравнение, определяющее генерацию турбулентной энергии, записывают в виде

$$\rho u_x \frac{\partial K}{\partial x} + \rho u_y \frac{\partial K}{\partial y} = \tau_{\text{т}} \frac{\partial u_x}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y}(\overline{\rho' u'_x} + \rho K \overline{u'_y}) - \rho\varepsilon,$$

где $\varepsilon = \left(\frac{\tau}{\rho}\right)^{3/2} \Big/ L\left(\frac{y}{\delta}\right)$; $\frac{\overline{\rho' u'_y}}{\rho} + K\overline{u'_y} = \left(\frac{\tau}{\rho}\right)\left(\frac{\tau_{\max}}{\rho}\right)^{1/2} \Big/ G\left(\frac{y}{\delta}\right)$; $L(y/\delta)$ и $G(y/\delta)$ — эмпирические константы.

Модель Ли и Харта включает следующие формулы:

$$\overline{\rho' u'_y} + \rho K \overline{u'_y} = \frac{8\nu_{\text{т}}}{\sigma_k} \frac{\partial K}{\partial y}; \quad \rho\varepsilon = \frac{\alpha_2 \rho K^{3/2}}{l_k}; \quad \nu_{\text{т}} = c_m \sqrt{K}\, l_k, \qquad (5.8)$$

где l_k — функция длины пути смешения. Энергия турбулентности выражена зависимостью

$$\rho u_x \frac{\partial K}{\partial x} + \rho u_y \frac{\partial K}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho \nu_{\text{т}}}{\sigma_k} \frac{\partial K}{\partial y}\right) + \rho \nu_{\text{т}} \left(\frac{\partial u_x}{\partial y}\right)^2 - \frac{\alpha_2 \rho K^{3/2}}{l_k}. \qquad (5.9)$$

В моделях турбулентности, предполагающих двухслойную схему пограничного слоя, вводят промежуточный слой между ламинарным подслоем и турбулентной областью, что учитывает ламинарный и турбулентный переносы. Полные коэффициенты переноса, введенные В.А. Совершенным, позволяют определить эффективную вязкость в виде

$$\mu_{\text{эф}} = K_1 \mu + K_2 \mu_{\text{т}},$$

где $K_1 = 1$, $K_2 = 0$ при $y \to 0$ и $K_1 = 0$, $K_2 = 1$ при $y \to \infty$; коэффициенты K_1 и K_2 выражаются формулами

$$K_1 = \frac{1}{1 + \beta\left(\frac{\eta}{\text{Re}_{\text{кр}}}\right)^m}; \quad K_2 = \frac{\beta(\eta/\text{Re}_{\text{кр}})^m}{1 + \beta(\eta/\text{Re}_{\text{кр}})^m}, \qquad (5.10)$$

где $\eta = \dfrac{u_T y}{\nu}$; $u_T = \sqrt{\tau_c/\rho}$; $\mathrm{Re}_{\text{кр}} = \dfrac{y^*}{\nu^*}\sqrt{\dfrac{\tau^*}{\rho^*}}$ — критическое число Рейнольдса на границе ламинарного слоя, составляющее $\mathrm{Re}_{\text{кр}} = 10\ldots12$; β и m определяют экспериментально.

Коэффициенты эффективной теплопроводности и диффузии выражают в виде

$$\lambda_{\text{эф}} = K_1\lambda + K_2\lambda_{\text{т}}; \quad D_{\text{эф}} = K_1 D + K_2 D_{\text{т}} \tag{5.11}$$

или

$$\lambda_{\text{эф}} = c_p\left(\frac{\mu}{\mathrm{Pr}}K_1 + \frac{\mu_{\text{т}}}{\mathrm{Pr}_{\text{т}}}K_2\right); \quad D_{\text{эф}} = \frac{1}{\rho}\left(K_1\frac{\mu}{\mathrm{Sc}} + K_2\frac{\mu_{\text{т}}}{\mathrm{Sc}_{\text{т}}}\right). \tag{5.12}$$

Широко применяемая модель K—ε, используемая для решения усредненных параболических уравнений Навье — Стокса, записанных через напряжения Рейнольдса, построена на известных уравнениях:

уравнении неразрывности

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z) = 0; \tag{5.13}$$

уравнениях количества движения в проекциях на оси x и y

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x^2) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_x u_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_x u_z) = \\
&\quad = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\mu + \mu_{\text{т}})\frac{\partial u_x}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[(\mu + \mu_{\text{т}})\frac{\partial u_x}{\partial z}\right]; \\
&\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x u_y) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y^2) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_x u_z) = \\
&\quad = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y}\left[2(\mu + \mu_{\text{т}})\frac{\partial u_y}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[(\mu + \mu_{\text{т}})\left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y}\right)\right];
\end{aligned} \tag{5.14}$$

уравнении энергии

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x H) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y H) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z H) = \frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\frac{\mu}{\sigma} + \frac{\mu_{\text{т}}}{\sigma_{\text{т}}}\right)\frac{\partial H}{\partial y}\right] + \\
&\quad + \frac{\partial}{\partial z}\left[\left(\frac{\mu}{\sigma} + \frac{\mu_{\text{т}}}{\sigma_{\text{т}}}\right)\frac{\partial H}{\partial z}\right] + u_x\frac{\partial p}{\partial x} + u_y\frac{\partial p}{\partial y} + u_z\frac{\partial p}{\partial z} + D.
\end{aligned} \tag{5.15}$$

Кинетическую энергию турбулентности выражают формулой

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x K) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y K) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z K) =$$
$$= \frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\frac{\mu_т}{\sigma_k} + \mu\right)\frac{\partial K}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\left(\mu + \frac{\mu_т}{\sigma_k}\right)\frac{\partial K}{\partial z}\right] + G - \rho\varepsilon. \quad (5.16)$$

Скорость диссипации турбулентной энергии ε представляют в виде

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z \varepsilon) =$$
$$= \frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\mu + \frac{\mu_т}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\left(\mu + \frac{\mu_т}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial z}\right] + \frac{C_1 G_\varepsilon}{K} - C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{K};$$
$$G = \mu_т\left[2\left\{\left(\frac{\partial u_y}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial z}\right)^2\right\} + \right.$$
$$\left. + \left(\frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z}\right)^2\right], \quad (5.17)$$

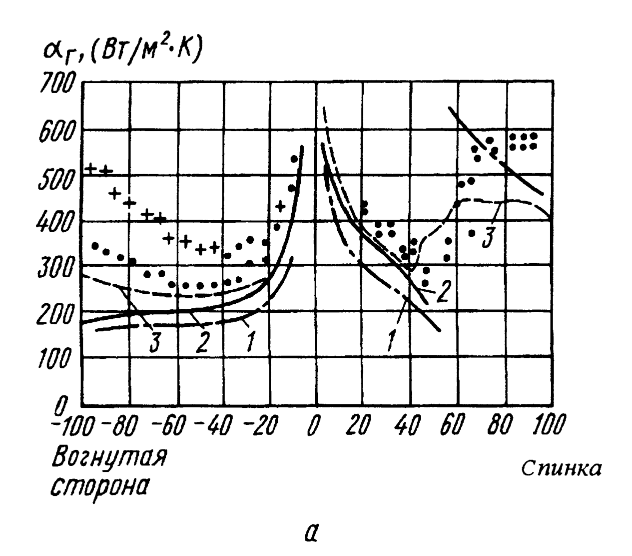
где $\mu_т = C_D\dfrac{\rho k^2}{\varepsilon}$; C_1, C_2, σ_k, σ_ε — эмпирические константы.

Приведенную модель K—ε с удовлетворительной точностью применяют для расчета плоских струй, течений в трубах, пограничного слоя в каналах, при скрещенных электрическом и магнитном полях, коаксиальных струях, пленочного охлаждения, а также для определения коэффициента теплоотдачи в решетках турбин (рис. 5.29, *а*–*в*). Однако отметим, что эмпирические константы остаются неизменными во всех случаях течений.

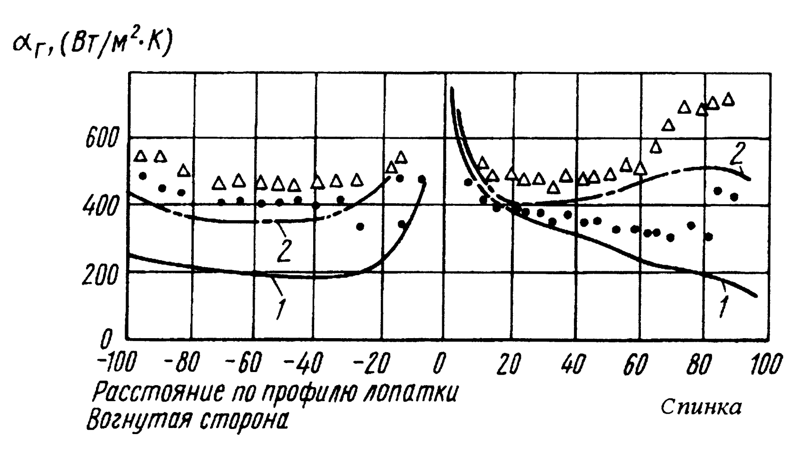
В двухпараметрической модели турбулентности Секундова вводится уравнение для турбулентной вязкости и учитывается влияние шероховатости поверхности:

$$\rho u_x\frac{\partial \nu_т}{\partial x} + \rho u_y\frac{\partial \nu_т}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y}\left[\rho(K\nu_т + \nu)\frac{\partial \nu_т}{\partial y}\right] +$$
$$+\rho\alpha\nu_т\left|\frac{\partial u_x}{\partial y}\right| - \frac{\gamma\rho\nu_т(\beta\nu_т + \nu)}{S^2} + \xi\nu_т u_x\frac{\partial p}{\partial x}, \quad (5.18)$$

где $\nu_т = \mu_т/\rho$, $K = 2$; $\gamma = 12$; $\alpha = 0{,}28(\nu_т/(7\nu))^{0{,}71}$; $\xi = 7$; $\beta = 0{,}34$ при $(\nu_т/7\nu) \le 1$; $\alpha = 0{,}28$, при $(\nu_т/7\nu) > 1$; $S^2 = y^2 + 0{,}4yk_s + 0{,}004k_s^2$; k_s — эквивалентная песочная шероховатость.



а



б

Рис. 5.29. Распределение коэффициентов теплоотдачи (начало): *а* — по поверхности сопловой лопатки при Re = $8 \cdot 10^5$ и М = 0,55: *1* – ламинарный режим; *2*, *3* – турбулентный режим. Расчет по модели $K - \varepsilon$; • – эксперимент (степень турбулентности 1,6 %); + — эксперимент (степень турбулентности 7,3 %); *б* — по поверхности рабочей лопатки при Re = $9{,}7 \cdot 10^5$ и М = 0,7: *1* – степень турбулентности 1,7 %; *2* – степень турбулентности 9,9 %, расчет по модели $K - \varepsilon$; • – 1,7; Δ – 9,9 %

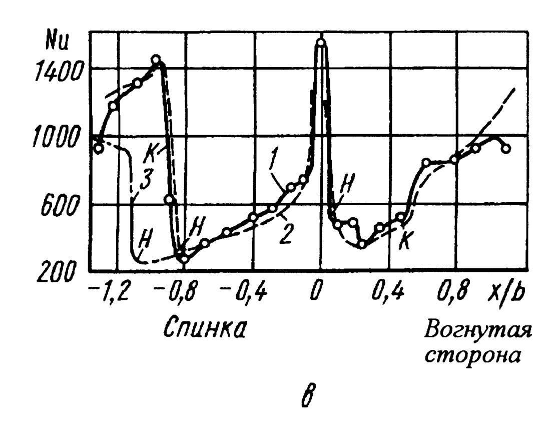


Рис. 5.29. Распределение местных коэффициентов теплоотдачи по обводу профиля лопатки в решетке при $\delta = 0°$, $\mathrm{Re}_2 = 6{,}24 \cdot 10^5$) (окончание):
"н" и "к" – начало и конец переходной области; *1* – экспериментальная кривая; 2, *3* – кривые, рассчитанные по методу Зысиной-Моложен

Полуэмпирические методы. Обычно область течения, в которой газ можно рассматривать как сплошную среду, "прилипающую" к обтекаемой поверхности, характеризуют условием

$$\mathrm{M} < 0{,}01\sqrt{\mathrm{Re}}.$$

При выделении динамического пограничного слоя для $y \approx \delta$ точные граничные условия заменяют приближенными. Тогда

$$\begin{aligned} &y \to \delta, \quad u_x \to (1-\varepsilon)u_0; \\ &y \to 0, \quad u_x \to 0; \end{aligned} \tag{5.19}$$

здесь ε — некоторая малая величина.

В этом смысле говорят о пограничном слое конечной толщины.

Как впервые показал Прандтль, в плоском пограничном слое при отсутствии значительных поперечных сил (например, сил инерции) выполняются условия

$$\frac{\partial p}{\partial x} \gg \frac{\partial p}{\partial y}, \quad \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}. \tag{5.20}$$

В связи с этим уравнение движения существенно упрощается и принимает вид

$$-\frac{dp}{dx}+\frac{\partial\tau}{\partial y}=\rho u_x\frac{\partial u_x}{\partial x}+\rho u_y\frac{\partial u_x}{\partial y}. \qquad (5.21)$$

Уравнение сплошности сохраняет обычную форму и для плоского стационарного потока имеет вид

$$\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y}=0. \qquad (5.22)$$

Эти уравнения относят к стационарному усредненному движению. Входящие в уравнения величины усреднены за период времени, существенно больший периода турбулентных пульсаций.

В турбулентном пограничном слое

$$\tau=\mu_{\text{т}}\frac{\partial u_x}{\partial y}-\rho\overline{u_x'u_y'}(1-\widetilde{\beta}), \qquad (5.23)$$

где $\widetilde{\beta}=\beta\dfrac{u_y\overline{u_x'\theta}+\overline{u_x'u_y'\theta}}{\overline{u_xu_y}}$ — коэффициент, учитывающий пульсации плотности, связанные с пульсациями температуры; β — температурный коэффициент объемного расширения.

Вне пограничного слоя $(y>\delta)$ силы трения практически не проявляются и для стационарного течения

$$-\frac{dp}{dx}=\rho_\infty u_\infty\frac{du_\infty}{dx}. \qquad (5.24)$$

Интегральные методы. Эти методы расчета теплоотдачи являются полуэмпирическими и строятся на основе обыкновенных дифференциальных уравнений. В рамках интегральных теорий вводят эмпирические или полуэмпирические соотношения для определения интегральных характеристик (типа законов сопротивления или теплообмена), а также профили скорости. За длительное время интенсивных исследований накоплен большой объем эмпирической информации, необходимой для применения интегральных методов расчета. По сравнению с дифференциальными методами интегральные методы относительно просты, требуют меньшего времени расчетов, особенно при большом числе вариантов, и удобно реализуются в

САПР. Задача заключается в выборе такого метода, в котором используется информация, полученная в условиях, наиболее близких к условиям конкретной задачи расчета. Достоинством интегральных методов является также то, что они позволяют получать данные не о детальной структуре пограничного слоя (как дифференциальные методы), а о распределении по обтекаемой поверхности коэффициентов теплоотдачи и трения, интегральных толщин.

Интегральное соотношение импульсов. Дифференциальные методы расчета тепловых потоков и коэффициентов теплообмена обеспечивают хорошее совпадение с экспериментальными данными в случае обоснованного замыкания системы уравнений. При комплексном воздействии возмущающих факторов на характер течения в пристенной области замыкания системы дифференциальных уравнений недостаточно обоснованны, и в связи с этим в инженерной практике расчетов широко используют интегральные методы расчета, основанные на решении интегральных соотношений импульсов, энергии и диффузии, которые позволяют установить распределение локальных коэффициентов трения (c_f), теплового, массового и диффузионного потоков по отводу обтекаемой поверхности.

Почленное интегрирование уравнения движения плоского пограничного слоя в пределах от 0 до δ с учетом уравнений сплошности, сжимаемости и вдува приводит к интегральному соотношению импульсов:

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + \frac{2\delta^{**} + \delta^*}{u_\infty}\frac{du_\infty}{dx} + \frac{\delta^{**}}{\rho_\infty}\frac{d\rho_\infty}{dx} - \frac{j_c}{\rho_\infty u_\infty} = \frac{\tau_c}{\rho_\infty u_\infty^2}, \qquad (5.25)$$

где $\delta^* = \int\limits_0^\delta \left(1 - \frac{\rho u_x}{\rho_\infty u_\infty}\right)dy$ — толщина вытеснения; $\delta^{**} = \int\limits_0^\delta \frac{\rho u_x}{\rho_\infty u_\infty}\left(1 - \frac{u_x}{u_\infty}\right)dy$ — толщина потери импульса.

В безразмерном виде

$$\overline{\delta}^* = \delta^*/\delta \text{ и } \overline{\delta}^{**} = \delta^{**}/\delta.$$

Интегральные характеристики типа δ^* и δ^{**} обладают свойством, показывающим, что увеличение верхнего предела интегрирования в области $y > \delta$ практически не изменяет их значения. При

экспериментальном исследовании такие “внутренние” линейные характеристики пограничного слоя практически нечувствительны к дальнейшему увеличению точности измерений, в то время как толщина пограничного слоя δ прямо связана с выбором точности.

Для пограничного слоя можно записать:

$$\int\limits_0^\delta \left(1 - \frac{\rho u_x}{\rho_\infty u_\infty}\right)\frac{dy}{\delta} \approx \frac{1}{\delta}\int\limits_0^\delta \left(1 - \frac{\rho u_x}{\rho_\infty u_\infty}\right)dy.$$

Величина j_c в уравнении (5.25) представляет собой массовую скорость охладителя через рассматриваемую твердую поверхность. Если эта поверхность непроницаема и на ней не происходят физико-химические превращения, то $j_c = 0$.

При обозначениях

$$c_f = \frac{2\tau_{cm}}{\rho_\infty u_\infty^2}; \quad H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}}; \quad f = \frac{\delta^{**}}{u_\infty}\frac{du_\infty}{dx}; \quad \mathrm{Re}^{**} = \frac{\rho_\infty u_\infty \delta^{**}}{\mu^*}$$

(μ^* — характерная вязкость, не зависящая от x) интегральное соотношение импульсов имеет форму

$$\frac{d\mathrm{Re}^{**}}{d\overline{x}} + \mathrm{Re}_L(1+H)f - \overline{j}_c\mathrm{Re}_L = \mathrm{Re}_L\frac{c_f}{2}, \tag{5.26}$$

где $\overline{x} = x/L$ — относительное продольное расстояние (L — характерная длина тела); $\overline{j}_c = j_c/(\rho_\infty u_\infty)$ — относительная массовая скорость через поверхность тела; $\mathrm{Re}_L = \rho_\infty u_\infty L/\mu^*$ — число Рейнольдса, определяемое по характерной длине тела и локальной скорости течения вне пограничного слоя.

При безградиентном течении несжимаемой фазы ($f = 0$, так как $dp/dx = 0$) имеем

$$\frac{d\mathrm{Re}^{**}}{d\mathrm{Re}_x} - \overline{j}_c = \frac{c_f}{2},$$

где

$$\mathrm{Re}_x = u_\infty x/\nu_\infty, \quad u_\infty = \mathrm{const}.$$

Интегральное соотношение импульсов связывает между собой локальный коэффициент трения c_f, локальное значение числа Рейнольдса в форме Re^{**} и внешние параметры течения (проницаемость стенки, распределение давления вдоль течения).

Величины H и f связаны с формой тела и поэтому называются формпараметрами.

Для осесимметричного пограничного слоя с учетом сжимаемости при $\delta \ll R_x$ интегральное уравнение импульсов имеет вид

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + f(2+H) + \frac{\delta^{**}}{\rho_\infty}\frac{d\rho_\infty}{dx} + \frac{\delta^{**}}{R_x}\frac{dR_x}{dx} - \bar{j}_\text{c} = \frac{c_f}{2}. \quad (5.27)$$

Интегральное соотношение энергии и диффузии. Интегрируя уравнение энергии по координате y в пределах толщины пограничного слоя с учетом уравнения неразрывности, получаем интегральное соотношение энергии для двухмерного пограничного слоя:

$$\frac{d\delta_H^{**}}{dx} + \frac{\delta_H^{**}}{u_\infty \Delta H_\Sigma^*}\frac{d}{dx}(u_\infty \Delta H_\Sigma^*) + \\ + \frac{\delta_H^{**}}{\rho_\infty}\frac{d\rho_\infty}{dx} + \frac{q_v \delta_\text{т}}{\rho_\infty u_\infty \Delta H_\Sigma^*} - \bar{j}_\text{c} = \frac{q_\text{c}}{\rho_\infty u_\infty \Delta H_\Sigma^*}, \quad (5.28)$$

где $\Delta H_\Sigma^* = H_{\Sigma\text{c}} - H_\text{c}^*$ — разность полных энтальпий и $\delta_H^{**} = \int\limits_0^{\delta_\text{т}} \widetilde{\rho}\omega\left(1 - \dfrac{H_\infty^* - H^*}{H_{\Sigma\text{c}}^* - H_\text{c}^*}\right)dy$ — толщина полной потери энергии, аналогичная по своим свойствам толщине потери импульса δ^{**}.

При $c_p = \text{const}$ и отсутствии химических реакций

$$\frac{d\delta_\text{т}^{**}}{dx} + \frac{\delta_\text{т}^{**}}{u_\infty \Delta T}\frac{d}{dx}(u_\infty \Delta T) + \frac{\delta_\text{т}^{**}}{\rho_\infty}\frac{d\rho_\infty}{dx} + \\ + \frac{q_v \delta_\text{т}}{c_p \rho_\infty u_\infty \Delta T} - \bar{j}_\text{c} = \frac{q_\text{c}}{c_p \rho_\infty u_\infty \Delta T}, \quad (5.29)$$

где $\delta_\text{т}^{**} = \int\limits_0^{\delta_\text{т}} \widetilde{\rho}\omega\left(1 - \dfrac{T_\infty^* - T^*}{T_\text{c}^* - T_\text{c}}\right)dy$; $\Delta T = T_\text{c} - T_\text{c}^*$.

При обозначениях $\text{Re}_{H\Sigma}^{**} = \dfrac{\rho_\infty u_\infty \delta_{H\Sigma}^{**}}{\mu^*}$, где μ^* — вязкость по характерной температуре; $f_H = \dfrac{1}{\Delta H_\Sigma}\dfrac{d\Delta H_\Sigma}{dx}$; $\widetilde{q}_V = \dfrac{q_V \delta_\text{т}}{\rho_\infty u_\infty \Delta H_\Sigma}$;

$\mathrm{Re}_L = \dfrac{\rho_\infty u_\infty L}{\mu^*}$ уравнение (5.29) преобразуется к виду

$$\frac{d\mathrm{Re}^{**}_{\text{т}\Sigma}}{d\overline{x}} + \mathrm{Re}^{**}_{\text{т}\Sigma} f_H + (\widetilde{q}_V - \overline{j}_{\text{c}})\mathrm{Re}_L = \mathrm{St}_\Sigma \mathrm{Re}_L. \qquad (5.30)$$

Соответственно для осесимметричного случая

$$f_{H\text{o}} = \frac{1}{\Delta H_\Sigma}\frac{d(\Delta H_\Sigma)}{d\overline{x}} + \frac{1}{R}\frac{dR}{dx} = \frac{d}{d\overline{x}}[\ln(\Delta H_\Sigma R)]. \qquad (5.31)$$

В интегральной форме уравнение диффузии имеет вид

$$\frac{d\delta^{**}_D}{dx} + \frac{\delta^{**}_D}{\rho_\infty u_\infty \Delta\overline{c}_1}\frac{d}{dx}(\rho_\infty u_\infty \Delta\overline{c}_1) - \frac{j_{\text{c}1}}{\rho_\infty u_\infty} = \mathrm{St}_D, \qquad (5.32)$$

где $\delta^{**}_D = \int\limits_0^{\delta_D} \overline{\rho}\omega\left(1 - \dfrac{\overline{c} - \overline{c}_{\text{c}}}{c_\infty - \overline{c}_{\text{c}}}\right)dy$ — толщина потери вещества; $\Delta\overline{c}_1 = \overline{c}_{\text{c}} - \overline{c}_\infty$ — разность весовых концентраций диффундирующей среды на стенке и в потоке; $j_{\text{c}1}$ — поток диффундирующей среды на стенке; $\mathrm{St}_D = \dfrac{\overline{j}_{1\text{c}}}{\rho_\infty u_\infty(\overline{c}_{\text{c}} - \overline{c}_\infty)}$ — диффузионный критерий Стантона.

В общем случае $j_{1\text{c}} \neq j_{\text{c}}$.

Вводя обозначения

$$\mathrm{Re}^{**}_D = \frac{\rho_\infty u_\infty \delta^{**}_D}{\mu^*}; \quad f_D = \frac{1}{\Delta\overline{c}}\frac{d(\Delta\overline{c})}{d\overline{x}}; \quad \mathrm{Re}_L = \frac{\rho_\infty u_\infty L}{\mu^*},$$

получаем

$$\frac{d\mathrm{Re}^{**}_D}{d\overline{x}} + \mathrm{Re}^{**}_D f_D - \overline{j}_{\text{c}}\mathrm{Re}_L = \mathrm{Re}_L \mathrm{St}_D.$$

Для осесимметричного пограничного слоя

$$f_{D\text{o}} = \frac{d}{d\overline{x}}[\ln(\Delta\overline{c}R)].$$

Для заданной тепловой нагрузки и диффундирующего вещества на стенке (при $q_V = 0$)

$$\mathrm{Re}_{H\Sigma}^{**} = \frac{1}{\Delta H_\Sigma}\left\{(\mathrm{Re}_{H\Sigma}^{**}\Delta H_\Sigma^*)_{x=x_0} + \frac{1}{\mu^*}\int\limits_{x_0}^{x}[q_{\Sigma \mathrm{c}} + \Delta H_\Sigma^* \bar{j}_\mathrm{c}]dx\right\};$$
$$\mathrm{Re}_D^{**} = \frac{1}{\Delta \bar{c}}\left\{(\mathrm{Re}_D^{**}\Delta \bar{c})_{x=x_0} + \frac{1}{\mu^*}\int[\bar{j}_{1\mathrm{c}} + \Delta \bar{c} \bar{j}_\mathrm{c}]dx\right\}. \qquad (5.33)$$

При использовании интегральных соотношений импульсов, энергии и диффузии необходимо задать распределение скоростей, температуры и концентрации в пределах пограничных слоев. Кроме того, следует определить критериальные зависимости локальных коэффициентов трения и теплообмена от толщины потерь импульсов и энергии. Из ряда интегральных методов, разработанных Лойцянским, Зысиной-Моложен, Дорренсом, Лапиным, Кутателадзе, Леонтьевым и другими, рассмотрим широко применяемый метод Кутателадзе — Леонтьева, основанный на гипотезе вырождения ламинарного подслоя при больших числах Рейнольдса и использовании предельных законов трения и теплообмена.

Интегральные соотношения импульсов и энергии записываются с учетом относительных законов трения Ψ и теплообмена Ψ_s в форме

$$\left.\begin{aligned} \left(\frac{c_f}{c_{f_0}}\right)_{\mathrm{Re}^{**}} &= \Psi = \prod_{i=1}^{n}\Psi_i = \Psi_t\Psi_\mathrm{M}\Psi_b\Psi_\text{ш}\Psi_\Lambda\Psi_{\text{т}u};\\ \left(\frac{\mathrm{St}}{\mathrm{St}_0}\right)_{\mathrm{Re}^{**}} &= \Psi_s = \prod_{i=1}^{n}\Psi_{s_i} = \Psi_t\Psi_\mathrm{M}\Psi_{b_s}\Psi_\text{ш}\Psi_{\Lambda_s}\Psi_{\text{т}us}, \end{aligned}\right\} \qquad (5.34)$$

где $\Psi_t = \left\{\frac{1}{4}(\Psi^{1/2}+1)^2 + \frac{1}{6}r\frac{k-1}{2}\mathrm{M}^2\right\}^{-1}$ — относительный закон, учитывающий неизотермичность; $\psi = \frac{T_\mathrm{c}}{T_\infty}$;

$\Psi_\mathrm{M} = \left[\frac{\mathrm{arctg}\,\mathrm{M}_\infty\sqrt{r\frac{\kappa-1}{2}}}{\mathrm{M}_\infty\sqrt{r\frac{\kappa-1}{2}}}\right]^2$ — относительный закон, учитывающий сжимаемость;

$\Psi_b = \left(1 - \dfrac{b_0}{b_{\text{кр}}}\right)^2$ — относительный закон, учитывающий вдув на гладкой стенке;

$$\Psi_{\text{ш}} = 1 + \left(\frac{\mathrm{Re}_k}{\mathrm{Re}^{**}}\right)^{0,125}\left[1 + 0,5\left(\frac{\mathrm{Re}_k}{\mathrm{Re}^{**}}\right)^{0,9}\right] \text{ при } \frac{k_s}{\delta^{**}} > 1; \quad (5.35)$$
$$\Psi_{\text{ш}} = 1 + \left(\frac{\mathrm{Re}_k}{\mathrm{Re}^{**}}\right)^{0,125} \text{ при } \frac{k_s}{\delta^{**}} < 1,$$

где k_s — эквивалентная песочная шероховатость.

При течении на шероховатой проницаемой поверхности относительный закон трения имеет вид

$$\Psi_{\text{шв}} = \left(1 - \frac{b_0}{b_{\text{кр}}\Psi_{\text{ш}}}\right)^2; \quad \Psi_{\text{шв}_s} = \left(1 - \frac{b_T}{b_{\text{кр}}\Psi_{\text{ш}}}\right)^2.$$

Учет влияния внешней турбулентности $Tu(\varepsilon)$ на непроницаемой поверхности осуществляется формулами

$$\Psi_{Tu} = 1 + 0,25\,\mathrm{th}\,(0,2\varepsilon_\infty); \quad \Psi_{Tu_s} = 1 + 0,0085\varepsilon_\infty.$$

При течении на поверхности со вдувом внешнюю турбулентность учитывают, используя относительные законы в форме

$$\Psi_{bTu} = \left(1 - \frac{b}{b_{\text{кр}_\varepsilon}}\right)^2 \Psi_{Tu_s};$$
$$\Psi_{b_s} = \left(1 - \frac{b}{b_{\text{кр}_s}}\right)^2 \Psi_{Tu},$$

где $b_{\text{кр}_\varepsilon}$ — критический параметр вдува, рассчитанный по формуле $b_{\text{кр}_\varepsilon} = b_{\text{кр}0}(1 + 0,05\varepsilon)$.

Оценку влияния конечного числа Рейнольдса на критический параметр вдува проводят по формуле

$$b_{\text{кр}} = b_{\text{кр}0}\left[1 + \frac{5,3}{\mathrm{Re}^{**0,018}}\right].$$

Для неизотермического турбулентного пограничного слоя с переменной плотностью на проницаемой поверхности температурный

фактор

$$\psi = \frac{H_c}{H_\infty} = \frac{T_c}{T_\infty}\left[1 + \frac{b_1}{1+b_1}(\overline{R} - 1)\right],$$

где $b_1 = \dfrac{2\overline{j}_c}{c_j}$; $\overline{j}_c = \rho_c u_c/(\rho_\infty u_\infty)$; $\overline{R} = R_1/R_\infty$; R_1 — газовая постоянная вдуваемой среды; R_∞ — газовая постоянная основного газа; c_f — локальный коэффициент трения в реальных условиях.

Расчет локальных коэффициентов трения c_f и теплообмена St выполняют по зависимостям $c_f = c_{f_0}\Psi$ и $\mathrm{St} = \mathrm{St}_0\Psi_s$, где c_{f_0} и St_0 — значения при течении в "стандартных" условиях (неизотермическое дозвуковое безградиентное течение без вдува на гладкой поверхности при отсутствии внешней турбулентности):

$$c_{f_0} = B\mathrm{Re}^{**-m};\quad \mathrm{St}_0 = \frac{B}{2}\mathrm{Re}_T^{**-m}\mathrm{Pr}^{-0{,}75}. \qquad (5.36)$$

Коэффициенты B и m определяют с учетом режима течения. Для $\mathrm{Re}^{**} < 10^4$ $B = 0{,}0256$, $m = 0{,}25$. Для $10^4 < \mathrm{Re}^{**} < 4{\cdot}10^5$ $B = 0{,}0148$, $m = 0{,}182$.

Распределение скоростей ω_0 в динамическом пограничном слое рассчитывают по логарифмическому закону

$$\omega_0 = 1 + 2{,}5\sqrt{\frac{c_{f_0}}{2}}\ln\xi, \qquad (5.37)$$

где $\xi = y/\delta$.

При расчете теплового пограничного слоя на непроницаемой криволинейной поверхности с учетом начального участка значение $\mathrm{Re}_{T\infty}^{**}$ определяют из решения интегрального соотношения энергии

$$\mathrm{Re}_{T\infty}^{**} = \frac{1}{\Delta H_\infty}\left\{\frac{1+m}{2\mathrm{Pr}^n}B\mathrm{Re}_\infty\int\limits_{\overline{x}_1}^{\overline{x}}\Psi_s\left(\frac{\mu_c}{\mu_\infty}\right)^m\overline{U}(1-\overline{U}^2)^{\frac{1}{\kappa-1}}\Delta H_\infty^{1+m}d\overline{x} + (\mathrm{Re}_{T\infty}^{**}\Delta H_\infty)_{\overline{x}_1}^{1+m}\right\}^{\frac{1}{1+m}}, \qquad (5.38)$$

где $\overline{U} = u/u_{10}$ — относительная скорость.

Для течения с дозвуковыми скоростями при $T_c = \text{const}$ и неоднородном вдуве без учета предыстории течения расчет значения Re_T^{**} упрощается —

$$\text{Re}_T^{**} = \left[\frac{1+m}{2\text{Pr}^{0,75}} Bb_T \left(1 + \frac{H_c - H_{\text{вд}}}{H_c^* - H_c}\right) \text{Re}_{\infty c} \int_0^{\overline{x}} \overline{U}_\infty d\overline{x}\right]^{\frac{1}{1+m}}. \quad (5.39)$$

Широко известен также удобный, простой и доведенный до стадии практического использования метод Зысиной-Моложен, где делают следующие допущения:

температура газа близка к температуре поверхности лопатки;

температура внешней поверхности лопатки постоянна;

обтекающая лопатку среда несжимаемая;

обтекание лопатки безотрывное;

поверхность лопатки аэродинамически гладкая.

Главное достоинство этого метода заключается в том, что он позволяет рассчитывать ламинарный, переходный и турбулентный пограничные слои.

Для несжимаемой среды (для которой число Маха $M < 1$, отношение температуры T_c поверхности стенки лопатки к температуре T_∞ на внешней стороне пограничного слоя невозмущенного потока $T_c / T_\infty \approx 1$) используют следующую систему уравнений:

уравнение импульса

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + \delta^{**}(2+H)\frac{d \ln u_{\infty x}}{dx} = \frac{\tau_c}{\rho u_{\infty x}^2}; \quad (5.40)$$

уравнение энергии

$$\frac{d\delta_{\text{т}}^{***}}{dx} + \delta_{\text{т}}^{***}\frac{d \ln u_{\infty x}}{dx} = \frac{1}{\rho u_{\infty x} c_p (T_\infty - T_c)} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right)_c, \quad (5.41)$$

где x — координата, отсчитываемая вдоль спинки или вогнутой поверхности лопатки от точки разветвления потока на входной кромке.

Для решения интегрального соотношения энергии используют широко известную критериальную зависимость

$$\text{Nu}_x = B\text{Re}_x^n, \quad (5.42)$$

где параметры B и n различны для разных режимов течения.

С использованием зависимости (5.42) интегральное соотношение энергии уравнение (5.41) позволяет получить формулу для толщины потери энергии $\delta_{\text{т}}^{***}$ и затем следующие формулы для расчета теплоотдачи:

в *области ламинарного пограничного слоя* $(0 \le x \le x_{\text{н}})$

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}297\mathrm{Re}_x \left(\int\limits_0^{x_{\text{н}}} u_{\infty x} dx \,/\nu \right)^{-0{,}5}, \tag{5.43}$$

где $x_{\text{н}}$ — координата начала переходной области; $\mathrm{Nu}_x = \alpha_{\text{г}} x/\lambda$; $\alpha_{\text{г}}$ — местный коэффициент теплоотдачи от газа стенке в точке профиля с координатой x; λ — теплопроводность; $\mathrm{Re}_x = u_{\infty x}/\nu$; ν — кинематическая вязкость; $u_{\infty x}$ — скорость газа в точке профиля с координатой x;

для *переходного пограничного слоя* $(x_{\text{н}} \le x \le x_{\text{к}})$

$$\mathrm{Nu}_x = 3{,}43 \cdot 10^{-4}\mathrm{Re}_x \left[\int\limits_{x_{\text{н}}}^{x_{\text{к}}} u_{\infty x} dx/\nu + 0{,}047(\mathrm{Re}_{x\text{н}}/\mathrm{Nu}_{x\text{н}})^2 \right]^{0{,}11}, \tag{5.44}$$

где $x_{\text{к}}$ — координата конца переходной области; $\mathrm{Re}_{x\text{н}}$, $\mathrm{Nu}_{x\text{н}}$ — значения чисел Рейнольдса и Нуссельта в точке профиля с координатой $x_{\text{н}}$;

для *турбулентного пограничного слоя* $(x > x_{\text{к}})$

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}0255 \left[\int\limits_{x_{\text{к}}}^{x} u_{\infty x} dx/\nu + 0{,}72(2915\mathrm{Nu}_{x\text{к}}/\mathrm{Re}_{x\text{к}})^9 \right]^{-0{,}2}, \tag{5.45}$$

где $\mathrm{Nu}_{x\text{к}}$, $\mathrm{Re}_{x\text{к}}$ — значения чисел Нуссельта и Рейнольдса в точке профиля с координатой $x_{\text{к}}$.

Интегралы в формулах (5.43)–(5.45) вычисляются любым из известных численных методов. Для нахождения местных коэффициентов теплоотдачи необходимо располагать эпюрой распределения скоростей (давлений) по профилю лопатки. Эпюра скоростей (давлений) может быть определена экспериментально или получена на основе расчета потенциального обтекания профиля в решетке.

Многочисленные расчеты, выполненные по изложенному методу Зысиной-Моложен, доказывают, что при достаточно правильном

определении точек перехода наблюдается вполне приемлемое согласование расчетных значений коэффициентов теплоотдачи газа с экспериментальными данными (см. рис. 5.29, *в*). На рисунке точки перехода "н" и "к" на расчетной кривой *2* определены опытным путем, а на кривой *3* — расчетным. Однако, как указано выше, определение координат переходной области — одна из сложнейших проблем газовой динамики лопаточных машин. Этому вопросу посвящено большое число исследований.

Например, для оценки критического числа Рейнольдса, отождествляемого с началом перехода, ЦКТИ рекомендует эмпирическую зависимость

$$\mathrm{Re}_{\text{кр}} = A(1 + 1{,}3\mathrm{M}_0^{1,7})(1 + 0{,}38\mathrm{M}^{0,6})\left(\frac{T_{\text{c}}}{T_\infty}\right)^{-2,3}, \qquad (5.46)$$

где в качестве характерного размера принята координата $x_{\text{н}}$ начала переходной области; число Маха M_0 берут в точке минимума давления на кривой распределения скорости вдоль контура профиля; число M рассчитывают по параметрам на входе в решетку.

Коэффициент A в уравнении (5.46) определяют как функцию степени турбулентности внешнего потока Tu, и он принимает следующие значения:

$$A = 3{,}1 \cdot 10^6 \text{ при } Tu \le 0{,}12\,\%;$$
$$A = 0{,}71 \cdot 10^6 Tu^{0,7} \text{ при } Tu = 0{,}12 \ldots 1{,}0\,\%;$$
$$A = 0.71 \cdot 10^6 Tu^{-1,76} \text{ при } Tu = 1 \ldots 3\,\%.$$

Формула (5.46) применима при $\mathrm{M} \le 3{,}5$; $0{,}02 \le Tu \le 3\,\%$; $0{,}5 \le T_{\text{c}}/T_\infty \le 2{,}8$.

Напомним, что степень, или интенсивность турбулентности — это отношение усредненной во времени величины пульсаций к средней скорости: $Tu = \sqrt{(\overline{u_x'^2} + \overline{u_y'^2} + \overline{u_z'^2})/3}\Big/\overline{u}_\infty$, где $\overline{u}_\infty$ — некоторая характерная скорость усредненного течения. При исследованиях влияния Tu на теплообмен часто ограничиваются изучением влияния только продольной составляющей пульсаций скорости $\overline{u}_x$ и определяют степень турбулентности $Tu = \sqrt{\overline{u_x'^2}}\Big/\overline{u}_\infty$. При таком подходе предполагается определенное соотношение между $\overline{u}_x$ и двумя другими составляющими в пределах исследованных режимов. В то же время существенно упрощается техника измерения степени турбулентности.

Для определения длины области перехода Δl в случае безградиентного течения рекомендуют формулу

$$\mathrm{Re}_{\Delta l} = 16{,}8\mathrm{Re}_{\text{кр}}^{0,8},$$

где $\Delta l = x_{\text{к}} - x_{\text{н}}$; $\mathrm{Re}_{\Delta l} = \dfrac{u_\infty \Delta l}{\nu}$; $\mathrm{Re} = \dfrac{u_\infty x_{\text{н}}}{\nu}$.

В формулах (5.43)–(5.45) изменение внешней скорости учитывают лишь интегрально. Градиент давления в этих формулах не присутствует. Это обстоятельство ограничивает применение интегрального метода в области значительного градиента давления, например перед отрывом. Отметим, что этот недостаток свойствен большинству интегральных методов.

Для современных и перспективных ГТУ и ГТД, в которых наблюдаются транс- и сверхзвуковые режимы течения в межлопаточных каналах, высокая степень неизотермичности течения, целесообразно применять современные интегральные теории, обоснованные, в частности, обширной эмпирической информацией. К этим теориям относится прямой интегральный метод. В этом методе интегральные соотношения импульсов и энергии для дозвукового течения газа можно записать соответственно в виде уравнений

$$\frac{d\mathrm{Re}^{**}}{ds} + (1+H)\frac{\mathrm{Re}^{**}}{\overline{u}_\infty}\frac{d\overline{u}_\infty}{d\overline{s}} = 0{,}5\mathrm{Re}_L c_{f_0}(\Psi + b); \qquad (5.47)$$

$$\frac{d\mathrm{Re}_{\text{н}}^{**}}{d\overline{s}} + \frac{d\mathrm{Re}_H^{**}}{\Delta H}\frac{d(\Delta H)}{d\overline{s}} = \mathrm{Re}_L \mathrm{St}_0(\Psi_s + b_T), \qquad (5.48)$$

где $\overline{s} = s/L$ — безразмерная продольная координата по контуру профиля; L — периметр профиля; s — длина обтекаемой поверхности, отсчитываемая от передней критической точки на входной кромке; $\overline{u}_\infty = u_\infty/u_{\infty 1}$ — безразмерная скорость газа на внешней границе пограничного слоя; $u_{\infty 1}$ — скорость в начальном сечении, например на входе в решетку.

Решения уравнений (5.47) и (5.48) для турбулентного слоя при постоянной по поверхности профиля температуре $T_{\text{с}}$ имеют вид

$$\mathrm{Re}_{\text{с}}^{**} = \exp\left[-\int\limits_{\overline{s}_0}^{\overline{s}}(1+H)\frac{d}{ds}(\ln \overline{u}_\infty)\, d\overline{s}\right] \times$$

$$\times\left\{0{,}0158\mathrm{Re_c}\int\limits_{s_0}^{\bar{s}}(\Psi+m)^{1,25}\exp\left[(1-H)\frac{d}{d\bar{s}}(\ln\bar{u}_\infty)\,d\bar{s}\right]\bar{u}_\infty d\bar{s}+C\right\} \quad (5.49)$$

и

$$\mathrm{Re}_H^{**}=\frac{1}{\Delta H}\left\{\frac{0{,}0158}{\mathrm{Pr}^{0,75}}\mathrm{Re_c}\int\limits_{s_0}^{\bar{s}}\Psi_H\bar{u}_\infty(\Delta H)^{1,25}d\bar{s}+(\mathrm{Re}^{***}\Delta H)_{s_0}^{1,25}\right\}^{0,8}, \quad (5.50)$$

где s_0 — координата начальной точки турбулентного пограничного слоя или точка, от которой начинается расчет.

Расчет по соотношениям (5.49) и (5.50) производят при известных распределениях скорости потока газа $\widetilde{u}_\infty=\widetilde{u}_\infty(s)$ и температуры стенки $T_\text{c}=T_\text{c}(\bar{s})$, например, $T_\text{c}(\bar{s})=\text{const}$ для определения распределения локального расхода вдуваемого воздуха $j(\bar{s})=\rho_\text{в}u_\text{в}$.

Одно из допущений прямого интегрального метода заключается в том, что действительное значение числа Стантона задается зависимостью

$$\mathrm{St}=B(\mathrm{Re}_H^{**})^{-m}=\Psi_H(\mu_c/\mu_\infty^*)\mathrm{St}_0= \\ =0{,}5\Psi_H B(\mathrm{Re}_H^{**})^{-m}/\mathrm{Pr}^{0,75}, \quad (5.51)$$

где $B=0{,}0128$, $m=0{,}25$ — константы степенной аппроксимации закона теплообмена.

Рассчитав с помощью интегральных соотношений пограничного слоя распределение $Re_H^{**}=Re_H^{**}(\bar{s})$, можно по уравнению (5.51) определить распределение локальных чисел $\mathrm{St}=\mathrm{St}(\bar{s})$. Если расчет ведется для определения расхода охлаждающего воздуха на лопатку $G_{m\text{в}}=\int j(\bar{s})\,d\bar{s}$ при заданных T_∞^* и T_s, то фактически известны распределение параметра вдува $b_i=b_i(\bar{s})$ и функция $\Psi_H=\Psi_H(\bar{s})$ при $T_\text{c}(\bar{s})=\text{const}\Psi_i(\bar{s})=\text{const}$. Можно использовать простые аппроксимации для определения законов трения и теплообмена (Ψ и Ψ_H). Например, величину Ψ_H можно вычислить с помощью соотношения

$$\Psi_H=\Psi_t\Psi_\text{M}\Psi_\text{в}, \quad (5.52)$$

в котором функции Ψ_t, Ψ_M и $\Psi_\text{в}$ определяют соответственно (см. ранее).

Тогда искомое распределение $j = j(s)$ находят, определяя $\mathrm{St}_0 = \mathrm{St}_0(\bar{s})$ по распределениям $\mathrm{St} = \mathrm{St}_0(\bar{s})$ и $\Psi_H = \Psi_H(\bar{s})$, поскольку $\mathrm{St}_0 = \Psi_H/\mathrm{St}$. Затем производят вычисления по соотношению $b_i = j/\mathrm{St}_0$, из которого следует, что $j(s) = \rho_\infty u_\infty(\bar{s})\mathrm{St}_0(\bar{s})b_i$.

Несколько изменив методику расчета, можно определить $T_\text{с}$ при известных $j(\bar{s})$. Если необходимо рассчитать распределение локальных коэффициентов теплоотдачи, то можно использовать очевидное соотношение $\alpha = \alpha_\text{г}(\bar{s}) = c_{p\infty}\rho_\infty u_\infty(\bar{s})\mathrm{St}(\bar{s})$.

Кроме прямого интегрального метода для расчета теплообмена на поверхностях лопаток турбин с заградительным (пленочным) и проникающим (пористым) охлаждениями разработаны достаточно многочисленные аналитические и полуэмпирические методы. Теоретические зависимости получены для тех случаев, при которых смешение вдуваемых струй охладителя с потоком основного газа является плоским. Пример такого рода охлаждения — организация завесы посредством вдува охладителя через пористые пояски, щель или последовательность щелей. (Такой способ охлаждения иногда называют завесным охлаждением.) Эффективность этого способа исследовалась теоретически во многих работах, при этом применялись интегральные методы. Например, Э.П. Волчков при расчете теплообмена и эффективности тепловой завесы использовал физическую модель пристенного пограничного слоя с начальными параметрами, определяемыми условиями завесы. На основе асимптотической теории турбулентного пограничного слоя получены соотношения, учитывающие влияние параметров тепловой завесы на теплообмен и эффективность.

Аналогичная физическая модель принята В.М. Репуховым. Им получены аналитические решения дифференциальных уравнений в частных производных, которые позволяют исследовать общие свойства пристенного пограничного слоя за тангенциальной щелью и рассчитать теплоотдачу и эффективность тепловой завесы с учетом влияния начальных условий смешения. Позже этот метод был распространен на решение значительно более сложной задачи исследования охлаждения, осуществляемого посредством вдува через ряд (или ряды) дискретных отверстий, при котором возникает пространственное взаимодействие струй. Обнаружено, что за рядом отверстий из-за взаимодействия вдуваемых струй со сносящим потоком происходит существенное возрастание локального теплообмена.

Е.Н. Богомолов решал задачу расчета теплоотдачи и эффективности тепловой завесы на основе модели взаимодействия струй вдуваемого воздуха со сносящим потоком. При этом была использована физическая модель отрыва вдуваемой струи от защищаемой стенки с последующим ее присоединением.

Существующие методы расчета теплоотдачи и эффективности тепловой завесы не исключают использования обобщенных опытных данных, которые в ряде случаев менее универсальны, но обладают большей достоверностью.

На рис. 5.30 и 5.31 показаны результаты, полученные при продувке лопаточных решеток и пластин с пленочным охлаждением в диапазоне изменения параметра вдува $b = \rho_\text{в} u_\text{в}/(\rho_\infty u_\infty) = 0{,}3 \ldots 1$; $\text{Re}_\text{г} = (2{,}25 \ldots 6) \cdot 10^5$; число М на выходе из решетки достигало 0,85.

Величина $\alpha_\text{пл}$ по мере удаления от места вдува быстро снижается по потоку и при $\overline{x} = x/s_\text{э} \geq 20$ (см. рис. 5.31) мало отличается от коэффициента теплоотдачи $\alpha_\text{г}$ к сплошной лопатке ($\alpha_\text{пл}/\alpha_\text{г} < 1{,}2$). Защитное действие пленки при этом снижается. Уже при $x/(ms_\text{э}) = 80$ эффективность пленочного охлаждения падает до 0,4 и возникает необходимость вновь вдувать охлаждающий воздух.

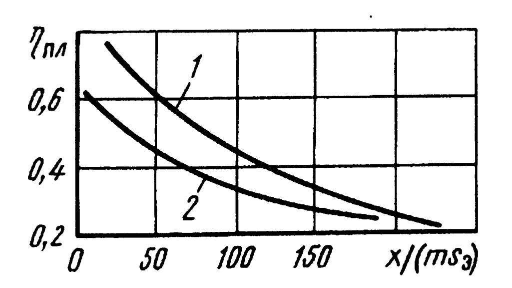


Рис. 5.30. График зависимости эффективности пленочного охлаждения:

1 – по опытам на пластине; *2* – по опытам на двух лопаточных решетках

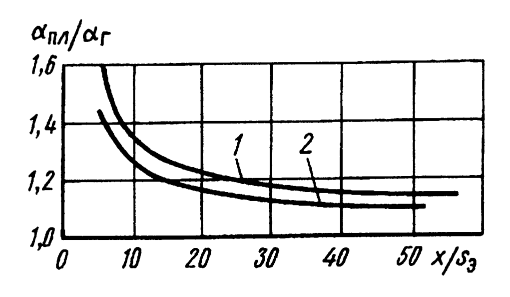


Рис. 5.31. График усредненной по параметру вдува зависимости отношения коэффициентов теплоотдачи на поверхности лопаток при вдуве $\alpha_\text{пл}$ и без вдува $\alpha_\text{г}$ от $x/s_\text{э}$:

1 – $\text{Re}_\text{г} = 6{,}5 \cdot 10^5$; $m = 0{,}45 \ldots 0{,}85$; *2* – $\text{Re}_\text{г} = 3 \cdot 10^5$; $m = 0{,}3 \ldots 1{,}0$ (обе кривые относятся к двухрядному шахматному расположению отверстий с углом наклона отверстий к поверхности $35 \ldots 45°$)

Накоплен обширный опытный материал для расчета эффективности пленочного охлаждения $\eta_{пл}$. Выполненные исследования приближают создание надежного метода расчета температуры пленки на поверхности с дискретным вдувом в реальных условиях, когда воздушная завеса неравномерна как поперек, так и вдоль защищаемой поверхности. При этом необходимо учитывать множество возмущающих воздействий, перечисленных в п. 5.2.1.

5.2.3. Обобщенные экспериментальные данные о теплоотдаче к турбинным профилям

Ввиду чрезвычайной сложности явлений, определяющих закономерности теплообмена, средние и местные значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_г$ от газа к профильной части лопатки практически предпочитают определять из экспериментальных данных, обобщенных на основе теории подобия. Даже изложенные выше расчетные методы, по существу, являются полуэмпирическими, в них широко используются результаты экспериментов.

Современные измерительная техника и методики экспериментов позволяют учесть влияние на теплообмен многих параметров, вызывающих перечисленные выше трудности расчетов: начальной степени турбулентности, вращения (массовых сил), угла атаки основного потока, периодической нестационарности, излучения газа, сжимаемости и ускорения потока, выдува воздуха через ряды отверстий или щели, температурной нестационарности при повышении и сбросе нагрузки на турбину и др.

Учет указанных факторов производится с применением метода суперпозиций, при котором каждое из воздействий рассматривается независимо от остальных. Возможность использования этого метода для выяснения реального процесса теплообмена на профильных частях лопаток подтверждена расчетно-экспериментальным путем. Искомое значение $\alpha_г$ в этом случае находится по формуле (5.1).

Наиболее точно коэффициенты теплоотдачи от газа к лопатке определяются в результате проведения соответствующих экспериментов на натурных турбинах. Однако они чрезвычайно сложны, поскольку проводятся в сложных условиях — при высоких температуре, давлении и окружных скоростях в турбинах. Более простыми являются эксперименты на моделях лопаток, пакетах лопаток, кольцевых лопаточных аппаратах, модельных ступенях и др. Результаты экспериментов, обработанные согласно теории подобия, обычно

представляют в виде критериальных уравнений, при этом определяется область применимости полученного уравнения.

Средний (по обводу профиля) коэффициент теплоотдачи газа $\alpha_{\text{г.ср}}$ (здесь и далее индексом "ср" обозначены средние значения параметров) изучался отечественными и зарубежными исследователями на решетках сопловых и рабочих лопаток самой различной геометрии. В результате получались простейшие эмпирические соотношения для определения $\alpha_{\text{г.ср}}$ или $\mathrm{Nu}_{\text{ср}}$. Чаще всего эти соотношения имеют вид

$$\mathrm{Nu}_{\text{ср}} = A\mathrm{Re}^n. \qquad (5.53)$$

Соотношение (5.53) выведено в результате обработки экспериментальных данных, полученных при различных геометрических и режимных параметрах на моделях лопаточных аппаратов, вследствие чего расчеты с помощью этих соотношений часто дают существенно различные результаты. Сравнения, проведенные в КАИ, показали, что расхождение чисел $\mathrm{Nu}_{\text{ср}}$ может быть двукратным при $\mathrm{Re} = \mathrm{const}$, если воспользоваться для их определения данными разных исследований. В ИТТФ было проанализировано 30 различных критериальных уравнений указанного типа, полученных в конкретных опытах различными исследователями. В результате анализа отмечен следующий диапазон параметров критериального уравнения (5.53): $n = 0{,}49 \ldots 0{,}88$ (следствие различной протяженности ламинарного, переходного и турбулентного участков); $A = 0{,}05 \ldots 1{,}1$ (результат различной методики обработки данных эксперимента — выбора различных геометрических параметров, а также различных значений скорости и температуры при вычислении $\mathrm{Nu}_{\text{ср}}$ и Re).

Одной из причин этих различий является, как отмечалось выше, влияние на $\alpha_{\text{г.ср}}$ или $\mathrm{Nu}_{\text{ср}}$ режима течения в пограничном слое лопаток. От точки торможения на входной кромке на спинке и вогнутой стороне профиля лопатки образуется ламинарный пограничный слой, который затем под действием различных возмущающих факторов (величины и знака градиента давления, неизотермичности, внешней турбулентности, числа Рейнольдса и т.д.) постепенно переходит в турбулентный.

На каждом участке с характерным режимом течения (ламинарным, переходным, турбулентным) процессы теплообмена различны и по механизму, и по интенсивности, вследствие чего значения $\alpha_{\text{г.ср}}$ или $\mathrm{Nu}_{\text{ср}}$ существенно зависят от соотношения протяженности

участков с различными режимами течения. Такой вывод можно сделать, если проанализировать экспериментальные данные по теплоотдаче с помощью соотношения (5.53) при разных режимах течения: по данным ИТТФ, при ламинарном режиме безотрывного течения $n_{\text{лам}} = 0{,}5$, с отрывом пограничного слоя $n_{\text{лам}} = 0{,}4 \ldots 0{,}48$; при переходном $n_{\text{пер}} = 0{,}9 \ldots 1{,}6$; при турбулентном $n_{\text{т}} = 0{,}8$; при турбулентном с отрывом пограничного слоя $n_{\text{т}} = 0{,}55 \ldots 0{,}7$.

Принципиально критериальное уравнение (5.53) справедливо для течения несжимаемой среды в неподвижных решетках при небольших тепловых потоках от газа к лопатке, в то время как в реальных турбинах число Маха на выходе из решетки $\text{M}_2 > 0{,}7 \ldots 0{,}8$ (т.е. среда сжимаема); на течение у поверхности рабочих лопаток оказывают влияние массовые силы, а течение существенно неизотермично. Тем не менее, несмотря на наличие ограничений по диапазону применения и принципиальную неточность, уравнения типа (5.53) используются на практике для выполнения расчетов на ранней стадии проектирования турбины, когда еще не известны все геометрические и режимные параметры лопаточного аппарата и, следовательно, нельзя выполнить полный расчет процессов теплообмена.

Основной проблемой при этом является обоснование возможности применения полученных по результатам конкретных опытов критериальных уравнений в новых расчетных условиях. Например, в соответствии с теорией подобия распространение результатов опытов на геометрически неподобные решетки является неправомерным и может привести к значительным погрешностям при определении $\alpha_{\text{г.ср}}$ и $\text{Nu}_{\text{ср}}$.

Приближенно влияние основных геометрических параметров решетки на теплообмен может быть учтено предложенным В.И. Локаем (КАИ) числом подобия $S_{\text{г}}$, отражающим особенности течения газа в криволинейных каналах с переменной кривизной:

$$S_{\text{г}} = \frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2}\left[\frac{2\bar{s}}{\bar{t}\sin(\beta_1+\beta_2)\cos^2\dfrac{\beta_1-\beta_2}{2}} - 1\right]^{0,5}, \qquad (5.54)$$

где β_1, β_2 — углы входа потока в решетку и выхода из нее; $\bar{s} = s/b$; $\bar{t} = t/b$; s, b — ширина и длина хорды лопатки; t — шаг решетки.

В сопловых лопатках вместо β_1 и β_2 используют соответственно углы α_0 и α_1. Так как протяженность участков с ламинарным,

переходным и турбулентным пограничными слоями зависит от геометрических соотношений в лопаточной решетке и рабочих условий, показатель степени n при числе Re в уравнениях типа $\mathrm{Nu}_{\text{ср}} = A\mathrm{Re}^n$ для расчета $\alpha_{\text{г.ср}}$ должен быть переменным. Как показал опыт, n должен быть в пределах 0,66...0,68.

На основе обобщения большого числа опытов, проведенных сотрудниками КАИ и другими авторами на 27 решетках, получено следующее универсальное уравнение:

$$\mathrm{Nu}_{\text{ср}} = 0{,}206\mathrm{Re}^{0{,}66}S_{\text{г}}^{-0{,}58}, \tag{5.55}$$

где за определяющий размер принята длина хорды b, за определяющие параметры — газостатическая температура и действительная скорость потока на выходе из рабочей или сопловой решетки.

Формула (5.55) справедлива для решеток активного и реактивного типов при изменении числа Re на выходе из решетки от 10^5 до 10^6, $S_{\text{г}}$ от 1,3 до 6, $T_{\text{c}}/T_{\text{г}}^*$ от 0,5 до 1,2; начальной степени турбулентности Tu на входе в решетку от 1,5 до 2 % при числе Маха на выходе из решетки $\mathrm{M} \leq 0{,}9$ и углах атаки $\delta \approx 0$. Разброс опытных точек относительно зависимости (5.55) составляет ± 10 %.

На основе формулы (5.55) может быть найден средний по обводу профиля коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке

$$\alpha_{\text{ср}} = 0{,}206(\lambda_{\text{г}}/b)\mathrm{Re}^{0{,}66}S_{\text{г}}^{-0{,}58}, \tag{5.56}$$

где $\lambda_{\text{г}}$ — теплопроводность газа.

Для сопловых решеток $\mathrm{Re} = \mathrm{Re}_1 = c_1 b\rho_1/\mu_1$, для рабочих решеток $\mathrm{Re} = \mathrm{Re}_2 = w_2 b\rho_2/\mu_2$, где c_1, w_2 — действительные скорости газа на выходе из сопловой и рабочей решеток. Индексы “1” и “2” для всех величин указывают на их отношение к выходу из сопловой и рабочей решеток соответственно.

В найденную величину $\alpha_{\text{ср}}$ необходимо внести поправки, отражающие дополнительное воздействие на теплообмен различных факторов, характерных для конструируемой лопаточной решетки на рассматриваемом режиме работы турбины. Таким образом, искомый коэффициент теплоотдачи определяют по формуле $\alpha_{\text{г.ср}} = \alpha_{\text{ср}}K_1K_2\ldots$

Приведем данные о *множителях-поправках*, входящих в последнюю формулу.

У концов лопаток в решетке наблюдается возрастание среднего по обводу профиля коэффициента теплоотдачи по сравнению с рассчитанным по формуле (5.56). Это объясняется влиянием вторичных течений ("парного вихря"). Для оценки влияния на $\alpha_{\text{г.ср}}$ *концевых явлений* на участках длиной приблизительно $0{,}1h$ (h — высота лопаток) от корня и периферии рекомендуется множитель-поправка

$$K_{\text{конц}} = 1{,}06 \ldots 1{,}15. \tag{5.57}$$

Чем больше поворот потока в решетке и теплоперепад, тем большее значение приобретает множитель-поправка $K_{\text{конц}}$. Для обычных значений коэффициента нагрузки ступени турбины $\mu_{\text{т}} = c_p \Delta T_{\text{г}} / u^2 \approx 1{,}3 \ldots 1{,}7$ можно принимать $K_{\text{конц}} \approx 1{,}1$. Особенно важно учитывать $K_{\text{конц}}$ в прикорневых сечениях рабочих лопаток, которые наиболее нагружены инерционными и изгибающими силами.

При нерасчетных и переходных режимах работы ГТД на входе в рабочие и сопловые решетки могут возникать *углы атаки*, существенно отличающиеся от расчетных ($\delta \approx 0^\circ$). Это вызывает перераспределение скоростей и режимов течения в пограничном слое на профиле. При особо неблагоприятных условиях может наступить отрыв потока от профиля. Все это отражается на $\alpha_{\text{г.ср}}$. Влияние угла атаки на $\alpha_{\text{г.ср}}$ учитывается по формуле

$$K_\delta = 0{,}97 + 0{,}78(\overline{\delta} - 0{,}2)^2. \tag{5.58}$$

В качестве определяющей безразмерной величины здесь выбран относительный угол атаки $\overline{\delta} = \delta / \beta_{1\text{л}}$ (δ — угол атаки; $\beta_{1\text{л}}$ — угол рабочей лопатки на входе; для сопловых лопаток этот угол обозначается $\alpha_{0\text{л}}$).

Формула обобщает опытные данные, полученные на неподвижных плоских решетках активного и реактивного типов при $\overline{\delta} = -0{,}5 \ldots (+0{,}4)$; числе Рейнольдса на входе в решетку $\text{Re}_1 = (1{,}5 \ldots 4) \cdot 10^5$; $r_{\text{вх}}/b = 2{,}26 \ldots 7{,}26$; $t/b = 0{,}57 \ldots 0{,}77$; $\sin\beta_{2\text{л}} / \sin\beta_{1\text{л}} = 0{,}52 \ldots 0{,}93$, где $r_{\text{вх}}$ — радиус входной кромки лопатки; $\beta_{2\text{л}}$ — угол рабочей лопатки на выходе.

Формула (5.58) справедлива при $\text{Re}_1 = \text{const}$, т.е. $K_\delta = \alpha_{\text{г.ср}}(\delta) / \alpha_{\text{г.ср}}(0)$, где $\alpha_{\text{г.ср}}(\delta)$ — коэффициент теплоотдачи при угле атаки δ, отличном от нуля, а $\alpha_{\text{г.ср}}(0)$ — коэффициент теплоотдачи при $\delta = 0^\circ$, но при $\text{Re}_1 = w_1 b \rho_1 / \mu_1$ (w_1 — действительная

скорость на входе в рабочую решетку), соответствующем углу атаки δ.

Экспериментально установлено, что формула (5.58) остается справедливой и для вращающихся лопаточных решеток.

С повышением температуры газа его *излучение* возрастает и при $T_г^* > 1500$ К становится существенным. Так, при $T_г^* \approx 2000$ К энергия, передаваемая радиацией от продуктов сгорания керосина к лопаткам, составляет уже 10 % и более от энергии конвективного потока теплоты. Для приближенного учета *радиационных потоков* теплоты можно воспользоваться множителем-поправкой $K_{изл} = Q/Q_{конв}$, где Q, $Q_{конв}$ — соответственно суммарное количество теплоты и количество теплоты, переносимое конвекцией. Поскольку основными источниками излучения продуктов сгорания являются двуокись углерода (CO_2) и водяной пар (H_2O), то, по данным КАИ,

$$K_{изл} \approx 1 + 50\overline{T}_г^*(\varepsilon_г/\alpha_г)(1 + \overline{T}_с + \overline{T}_с^2 + \overline{T}_с^3), \qquad (5.59)$$

где $\overline{T}_г^* = 10^{-3}(T_г')^*$; для сопловых лопаток $(T_г')^* = T_г^*$, а для рабочих лопаток $(T_г')^* = (T_г^* + T_{г2}^*)/2$; $T_{г2}^*$ — температура торможения газа за рабочей решеткой; $\overline{T}_с = T_с/(T_г')^*$; $T_с \approx T_{доп}$ — средняя по обводу профиля температура поверхности стенки лопатки; $\varepsilon_г = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O}$ — степень черноты газа при $(T_г')^*$; $\beta = 1{,}1 \ldots 1{,}2$. При выводе формулы (5.59) степень черноты стенок лопаток принята $\varepsilon_с = 0{,}55$.

Систематизированных сведений о численных значениях *степени турбулентности* Tu в характерных сечениях проточной части не имеется, встречаются лишь различные данные об измерениях термоанемометрами и косвенной оценке Tu в конкретных условиях в аэродинамических трубах или турбинах. Анализ этих данных позволяет указать приближенные значения Tu (в процентах):

Непосредственно за жаровой трубой камеры сгорания	15–20 и более
После сборного коллектора, перед сопловым аппаратом первой ступени	3–4
За сопловой решеткой, перед рабочим колесом первой ступени	4–5
За рабочим колесом, перед сопловым аппаратом второй ступени	4–8

Перед решетками лопаток воздушных аэродинамических стендов с плавным входом:	0,3...0,6
при установке перфорированных успокоительных перегородок	1...2,5
при специальных турбулизирующих сетках	До 12
В горле сопловых решеток (независимо от Tu перед решеткой)	0,5...0,8

На основе опытных данных, полученных при испытаниях натурных турбин, ЦКТИ предложен множитель-поправка K_{Tu}, учитывающий влияние степени турбулентности Tu на $\alpha_{\text{г.ср}}$. С учетом того, что формула (5.56) получена при $Tu \approx 1{,}5\ldots2\,\%$, следует записать

$$K_{Tu} = A(1+\varepsilon)^{0,2}, \tag{5.60}$$

где $A = 0{,}85\ldots0{,}9$. Формулами (5.55)–(5.60) определяется средний (по обводу профиля) коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке.

В действительности, как следует из рис. 5.28, $\alpha_\text{г}$ не остается постоянным, поэтому многие исследования были направлены на определение *местных* коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке. Фактически местные коэффициенты теплоотдачи определяются для ряда *характерных* участков на профиле лопатки: входной кромки, выходной кромки, вогнутой поверхности и спинки лопатки. Как показали эксперименты, коэффициенты теплоотдачи сильно различаются от участка к участку, и критериальные зависимости могут быть получены для каждого участка в отдельности. Эти зависимости получены как *обобщенные* для определения *осредненных* местных коэффициентов теплоотдачи.

Протяженность участка *входной кромки* определяется дугой окружности радиусом $r_\text{вх}$ между точками сопряжения ее со спинкой и вогнутой поверхностью.

В точке торможения и разветвления потока на входной кромке местные значения коэффициента теплоотдачи газа

$$\alpha_\text{г.вх} = \frac{\lambda_1}{2r_\text{вх}}\text{Re}_1^{0,5}, \tag{5.61}$$

где λ_1 и Re_1 — теплопроводность газа и число Рейнольдса на входе в решетку профилей.

При расчете Re_1 за определяющую температуру принимают температуру газа перед решеткой, за характерный линейный размер — удвоенный радиус входной кромки $2r_{\text{вх}}$, за характерную скорость — скорость потока газа на входе в решетку.

В результате опытов, с использованием опытных данных Вильсона и Поупа, для нахождения среднего коэффициента теплоотдачи на входной кромке профиля М.Н. Бодуновым (КАИ) была предложена формула

$$\mathrm{Nu}_{\text{вх}} = 0{,}635\mathrm{Re}_1^{0{,}5}, \tag{5.62}$$

откуда среднее значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_{\text{г.вх}} = 0{,}635\frac{\lambda_1}{2r_{\text{вх}}}\mathrm{Re}_1^{0{,}5}. \tag{5.63}$$

Для сопловых лопаток $\mathrm{Re}_1 = 2c_0 r_{\text{вх}}\rho_0/\mu_0$; для рабочих — $\mathrm{Re}_1 = 2w_1 r_{\text{вх}}\rho_1/\mu_1$ (индексом “0” обозначены параметры на входе в сопловую решетку, а индексом “1” — на входе в рабочую решетку). Формула (5.62) применима при нулевых углах атаки в диапазоне чисел Рейнольдса $5\cdot 10^3 < \mathrm{Re}_1 < 4\cdot 10^4$, при числах Маха $\mathrm{M} \le 0{,}9$ и степени турбулентности $Tu \approx 1\,\%$.

Распространение эмпирической зависимости (5.62) на потоки с повышенной (по сравнению с $Tu = 1\,\%$) степенью турбулентности может быть выполнено с использованием рекомендаций Л.М. Зысиной-Моложен и Э.Г. Роост, согласно которым в формулу нужно вводить множитель-поправку

$$K_{Tu\,\text{вх}} \approx 0{,}9(1 + 0{,}1Tu^{1{,}4}) \text{ при } 1\,\% \le Tu \le 4\,\% \tag{5.64}$$

или

$$K_{Tu\,\text{вх}} \approx 0{,}9(1 + 0{,}4Tu^{0{,}28}) \text{ при } 5\,\% \le Tu \le 10\,\%. \tag{5.65}$$

В связи с этим при $Tu = 5\,\%$ коэффициенты теплоотдачи от газа к входной кромке профиля могут быть примерно в 1,4 раза больше, чем рассчитанные по формуле (5.63).

Участок выходной кромки профиля представляет собой концевую часть профиля протяженностью $(0{,}10\ldots0{,}15)b$ (напомним, что b — длина хорды профиля). Теплообмен между газом и лопаткой на участке выходной кромки определяется состоянием пограничного

слоя, которое в значительной степени зависит от образования его на предыдущих участках профиля.

Предположив, что начало перехода от ламинарного режима течения к турбулентному находится на расстоянии примерно 0,7 хорды лопатки от входной кромки, коэффициент теплоотдачи от газа к выходной кромке с удовлетворительной для практики точностью (при $\mathrm{Re}_2 > 5 \cdot 10^5$ и $\mathrm{M} > 0{,}5$) определяют по критериальной зависимости, характерной для турбулентного режима обтекания пластины:

$$\mathrm{Nu}_2 = 0{,}0263\mathrm{Re}_2^{0,8}. \tag{5.66}$$

На основе обобщения опытных данных КАИ получено, что у выходной кромки в месте схода потока (примерно на расстоянии $0{,}1b$ от конца профиля)

$$\mathrm{Nu}_{\text{вых}} = 3{,}25 \cdot 10^{-3}\mathrm{Re}_2^{0,93}. \tag{5.67}$$

В качестве определяющих параметров приняты: температура торможения газа T_{2w}^* за решеткой в относительном движении, диаметр выходной кромки лопатки $2r_{\text{вых}}$, скорость потока w_2 за решеткой (здесь и далее индексом “2” обозначены параметры потока за рабочей решеткой). Формула применима при $\mathrm{Re}_2 = 3 \cdot 10^3 \ldots 3 \cdot 10^4$, $\mathrm{M}_2 \leq 0{,}9$ и малых значениях Tu. Тогда коэффициент теплоотдачи на этом участке

$$\alpha_{\text{г.вых}} = 3{,}25 \cdot 10^{-3}\frac{\lambda_2}{2r_{\text{вых}}}\mathrm{Re}_2^{0,93}. \tag{5.68}$$

Некоторое уточнение, связанное с раздельным вычислением числа Nu на выпуклой и вогнутой сторонах профиля у задней кромки, предложено В.П. Почуевым и В.Ф. Щербаковым. На участках протяженностью до 0,15 длины дуги спинки (сп) или вогнутой поверхности (в.п) соответственно получено:

$$\mathrm{Nu}_{\text{вых.сп}} = 0{,}057\mathrm{Re}_2^{0,7}; \tag{5.69}$$

$$\mathrm{Nu}_{\text{вых.в.п}} = 0{,}051\mathrm{Re}_2^{0,73}. \tag{5.70}$$

Здесь числа Нуссельта и Рейнольдса нужно вычислять по хорде лопатки при следующих диапазонах изменения критериев подобия: $\mathrm{Re}_2 = 1{,}86 \cdot 10^5 \ldots 1{,}5 \cdot 10^6$; $\mathrm{M}_2 < 0{,}96$ и при $Tu \approx 6 \ldots 12\,\%$. Нетрудно

заметить, что две последние формулы дают близкие результаты. В обычных условиях в районе выходной кромки наблюдается турбулентный режим и влияние Tu на $\alpha_{\text{г}}$ практически отсутствует.

Распределение $\alpha_{\text{г}}$ *на участках вдоль вогнутой поверхности и спинки* лопатки зависит от структуры пограничного слоя на этих участках. Значения $\alpha_{\text{г}}$ на этих участках обычно определяют по отношению к среднему коэффициенту теплоотдачи $\alpha_{\text{г.ср}}$ для всего профиля, на основе обобщения большого экспериментального и расчетного материала:

при реактивной решетке (степени реактивности ступени $\rho_{\text{ст}} > 0{,}3$)

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{г.в.п}} &\approx (1{,}0\ldots1{,}15)\alpha_{\text{г.ср}}; \\ \alpha'_{\text{г.сп}} &\approx (0{,}75\ldots0{,}85)\alpha_{\text{г.ср}}; \\ \alpha''_{\text{г.сп}} &\approx (1,\ldots1{,}4)\alpha_{\text{г.ср}} \end{aligned} \tag{5.71}$$

($\alpha'_{\text{г.сп}}$ определяют для участка спинки профиля протяженностью 0,6 ... 0,7 длины обвода спинки от точки сопряжения с входной кромкой; $\alpha''_{\text{г.сп}}$ — для остальной части);

при активной решетке ($\rho_{\text{ст}} \approx 0{,}1\ldots0{,}15$)

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{г.в.п}} &= (0{,}85\ldots0{,}95)\alpha_{\text{г.ср}}; \\ \alpha_{\text{г.сп}} &= (1{,}0\ldots1{,}1)\alpha_{\text{г.ср}}. \end{aligned} \tag{5.72}$$

Средний коэффициент теплоотдачи на вогнутой и выпуклой частях профиля можно также определить, пользуясь широко апробированной в практике проектирования газовых турбин критериальной зависимостью типа (5.53), предложенной О.И. Голубевой:

$$\text{Nu} = A\text{Re}^{0{,}68}. \tag{5.73}$$

Число Рейнольдса в формуле (5.73) отнесено к узкому сечению на выходе из решетки; теплопроводность определена по температуре торможения газа, вязкость — по температуре потока газа в узком сечении; в качестве характерного размера принята хорда лопатки, а значение коэффициента A определяется (рис. 5.32) в зависимости от угла поворота потока в решетке $\varepsilon = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$. Формула Голубевой пригодна для применения при изменении числа Рейнольдса в пределах $0{,}5{\cdot}10^5 \le \text{Re} \le 2{\cdot}10^6$.

Приведенные выше эмпирические формулы получены при числе $\text{M} < 1{,}0$ на выходе из решетки. Иная картина наблюдается при

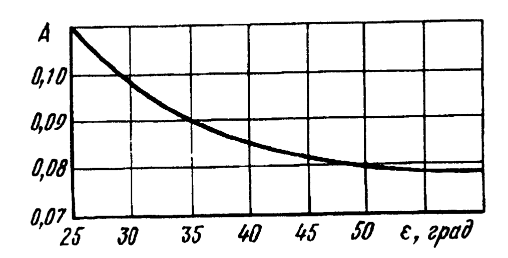


Рис. 5.32. Зависимость коэффициента A от угла поворота потока ε

повышенных скоростях течения газа (особенно при $M > 1$): процессы теплоотдачи значительно усложняются, и неучет особенностей процессов может привести к существенным погрешностям. Было выявлено, что при увеличении числа M на входе в решетку из активных профилей от 1,23 до 2,0 $\alpha_{\text{г.ср}}$ возрастал почти в 1,5 раза, в то время как при докритических скоростях влияние роста числа M не проявляется: эксперименты показали, что при этом не отмечается возрастание $\alpha_{\text{г.ср}}$. Более того, при увеличении числа M_{1t}, подсчитанного по теоретической скорости газа на выходе из решетки, от 0,5 до 1,09 коэффициенты теплоотдачи даже уменьшались. Особенности теплоотдачи при движении газа с большой скоростью могут быть описаны, если ввести число подобия $K_{\text{M}} = 0{,}5(\kappa - 1)M_{1t}^2$ и коэффициент $\varepsilon_{\text{M}} = \text{Nu}/\text{Nu}_0$, показывающий, во сколько раз число Нуссельта Nu при сверхкритическом перепаде давлений для фиксированного значения числа Рейнольдса Re_{1t} больше числа Нуссельта Nu_0 при докритическом перепаде для того же значения числа Re_{1t}. Во всей дозвуковой области ($K_{\text{M}} \leq 0{,}16$) параметр K_{M} практически не оказывает влияния на закономерности теплоотдачи на всех участках профиля. При около- и сверхкритических перепадах давлений ($K_{\text{M}} > 0{,}16$) теплоотдача уменьшается с увеличением K_{M}, причем на различных участках профиля и при различных относительных шагах снижение теплоотдачи идет по-разному. Однако эти результаты получены только для решеток из сопловых лопаток определенной геометрии и лишь при трех значениях относительного шага. Поэтому обобщать полученные результаты на любые случаи теплообмена при больших скоростях течения газа нельзя.

Все приведенные выше критериальные зависимости теплообмена получены для неподвижных (без вращения) решеток. Однако,

по данным многочисленных исследований, теплообмен заметно (на 40 %, а иногда и более) возрастает в условиях вращения. Основными причинами, приводящими к интенсификации теплообмена, являются периодическая нестационарность потока за сопловым аппаратом и связанное с этим возрастание турбулентности потока перед рабочим колесом, а также массовые силы (силы инерции и силы Кориолиса), вызывающие вторичные течения в межлопаточном канале. В интенсивно охлаждаемых вращающихся решетках могут также проявить себя подъемные силы в пограничном слое, вызванные неизотермичностью потока.

Количественное влияние вращения на теплообмен в решетке может быть учтено введением в уравнение для множителя-поправки (коэффициента интенсификации теплообмена) $K_{вр}$, который, как известно, должен входить в уравнение (5.1), числа подобия

$$S_u = u_{ср}/(w_2\theta), \tag{5.74}$$

где $u_{ср}$ — окружная скорость на среднем радиусе; w_2 — относительная скорость потока на выходе из решетки; $\theta = D_{ср}/h$; $D_{ср}$ — средний диаметр рабочего колеса; h — высота лопатки. Значение множителя-поправки через значение числа подобия определяется по экспериментальным данным:

$$K_{вр} = 1 + 0{,}8S_u^{0{,}42}, \tag{5.75}$$

и в условиях вращения $\alpha_{г.ср.вращ} = \alpha_{г.ср}K_{вр}$.

Эти зависимости справедливы для $S_u = 0\ldots0{,}22$ и $M_2 \leq 0{,}8$. Обычно значения S_u в натурных двигателях укладываются в указанный диапазон значений.

Формула (5.75) получена для нахождения среднего по контуру профиля лопатки коэффициента теплоотдачи. Кроме того, получены аналогичные формулы для различных участков профиля:

для *входной кромки* лопатки

$$K_{вр} = 1 + 0{,}2S_u^{0{,}17}; \tag{5.76}$$

для *выходной кромки* лопатки

$$K_{вр} = 1 + 0{,}87S_u^{0{,}37}. \tag{5.77}$$

Еще одним фактором, влияющим на теплоотдачу к лопатке, является нестационарность потока, обтекающего лопатки. Она возникает во время работы ГТД на переходных режимах (пуск, переход с одного режима на другой, останов). В основном исследовано влияние температурной нестационарности (кроме нее имеется газодинамическая нестационарность, изученная слабо), и в большинстве случаев наблюдалось увеличение фактических коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке по сравнению с их значениями при стационарных условиях: в 3–6 раз в условиях увеличения и в 2–4 раза в условиях уменьшения тепловой нагрузки.

В результате обобщения опытных данных для вычисления множителя-поправки $K_{\text{нест}} = \text{Nu}_t/\text{Nu}_0$ (Nu_t — число Нуссельта в нестационарных условиях; Nu_0 — число Нуссельта в стационарных условиях при тех же режимных параметрах), учитывающего влияние температурной нестационарности на теплообмен, рекомендована зависимость

$$K_{\text{нест}} = 1 + \left\{\exp\left[a - b(|K_{\text{т}}\cdot 10^5|)^{-c}\right]\right\} m\text{Re}^n, \qquad (5.78)$$

где a, b, c, m, n — постоянные; $K_{\text{т}} = \dfrac{\partial T_{\text{c}}}{\partial t}\dfrac{1}{T_{\text{c}}}\sqrt{\dfrac{\lambda}{c_p g \rho w}}$ — число подобия, отражающее влияние температурной нестационарности (T_{c} — температура поверхности стенки; ρw — среднемассовая скорость газа в межлопаточном канале).

При использовании зависимости (5.78) в качестве определяющих параметров следует принимать:

на *входной кромке* профиля — скорость и температуру торможения газа на входе, удвоенный радиус входной кромки;

на *выходной кромке* профиля — скорость и температуру торможения газа на выходе из решетки, удвоенный радиус выходной кромки;

для *остальных участков* профиля — скорость в минимальном сечении межлопаточного канала, температуру торможения газа, длину хорды профиля.

Значения постоянных в зависимости (5.78) и диапазон изменения определяющих параметров приведены для режима повышения температуры газа в табл. 5.1, а для режима понижения температуры газа в табл. 5.2.

Таблица 5.1. **Значения постоянных a, b, c, m, n, числа подобия $K_т$ и числа Re в режиме повышения температуры газа**

Участок профиля	a	b	c	m	n	$K_т \cdot 10^5$	Re
Входная кромка (на дуге 120°)	1,49	2,61	1,13	1,00	0	$0-7,2$	$(1,35-6,45)\cdot 10^4$
Выходная кромка (0,1 длины хорды)	5,27	6,13	0,27	164,3	− 0,523	$0-3,6$	$(0,83-4,1)\cdot 10^4$
Спинка (0,3 длины хорды от выходной кромки)	2,52	3,29	0,55	78,87	− 0,327	$0-3,6$	$3\cdot 10^5-1,4\cdot 10^6$
Спинка (остальная часть)	1,91	1,46	0,81	1,00	0	$0-3,6$	$3\cdot 10^5-1,4\cdot 10^6$
Вогнутая поверхность (0,3 длины хорды от выходной кромки)	1,51	1,8	0,59	1,0	0	$0-3,6$	$3\cdot 10^5-1,4\cdot 10^6$
Вогнутая поверхность (остальная часть)	1,99	1,6	0,88	0,048	0,224	$0-3,6$	$3\cdot 10^5-1,4\cdot 10^6$

Таблица 5.2. **Значения a, b, c, m, n, чисел $K_т$ и Re в режиме понижения температуры газа**

Участок профиля	a	b	c	m	n	$K_т \cdot 10^5$	Re
Входная кромка (на дуге 120°)	0,94	0,49	1,5	1,00	0	$0-5,0$	$(1,9-6,0)\cdot 10^4$
Выходная кромка (0,1 длины хорды)	1,52	0,91	0,92	1,00	0	$0-1,4$	$(4-12,2)\cdot 10^5$
Спинка (0,3 длины хорды от выходной кромки)	0,8	0,09	2,18	1,00	0	$0-1,5$	$(4-12,2)\cdot 10^5$
Спинка (остальная часть)	1,6	0,67	0,7	1,00	0	$0-2,1$	$(4-12,2)\cdot 10^5$
Вогнутая поверхность (0,3 длины хорды от выходной кромки)	0	0,121	1,87	1,00	0	$0-1,3$	$(4-12,2)\cdot 10^5$
Вогнутая поверхность (остальная часть)	1,18	0,45	1,26	1,00	0	$0-1,5$	$(4-12,2)\cdot 10^5$

Зависимость (5.78) получена для сопловых лопаток, и ее можно использовать при определении нестационарных коэффициентов теплоотдачи для сопловых лопаток турбин.

5.2.4. Теплообмен на поверхностях лопаток турбин при пленочном и пористом охлаждении

Пленочное охлаждение. Идеализированная модель пленочного охлаждения дана на рис. 5.33. Защищаемую пленкой поверхность от места вдува и далее по потоку условно подразделяют на три участка: начальный, на котором сохраняется ядро невозмущенного потока охлаждающего воздуха; переходный, где происходит выравнивание профиля скорости; основной, на котором профили скорости практически не отличаются от профилей около непроницаемой поверхности.

Плотность теплового потока, передаваемого от газа к стенке лопатки на участке пленочного охлаждения, может быть рассчитана формально так же, как и в обычном случае течения однородного газа возле непроницаемой стенки:

$$q_{\text{пл}} = \alpha_{\text{пл}}(T^*_{\text{пл}} - T_{\text{с}}), \tag{5.79}$$

где $\alpha_{\text{пл}}$ — коэффициент теплоотдачи от пленки к стенке; $T^*_{\text{пл}}$ — температура пленки вблизи стенки; $T_{\text{с}}$ — температура наружной поверхности стенки.

Численные значения $q_{\text{пл}}$ при прочих одинаковых условиях будут существенно меньше, чем при внутреннем конвективном охлаждении. Объясняется это главным образом тем, что температура пленки намного ниже температуры торможения газа $T^*_{\text{г}}$. Что касается коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{пл}}$, то вследствие турбулизации потока в месте вдува он возрастает, но лишь на коротком начальном *1* (рис. 5.33, *а*) участке $\Delta x_{\text{н}}=(4\ldots8)s_{\text{э}}$, расположенном непосредственно за щелью высотой $s_{\text{э}}$. На этом участке $\alpha_{\text{пл}}$ примерно в 1,5 раза больше, чем коэффициент теплоотдачи α_0 к сплошным лопаткам. На остальных участках *2* и *3* защищаемой поверхности значения $\alpha_{\text{пл}} \approx \alpha_0$.

При выдуве охладителя на защищаемую поверхность появляется полезный "атмосферный эффект": содержащиеся в воздухе углекислота (12 %) и водяные пары (13 %) поглощают часть радиационного потока теплоты от газа к стенке лопатки. Как и для лопаток

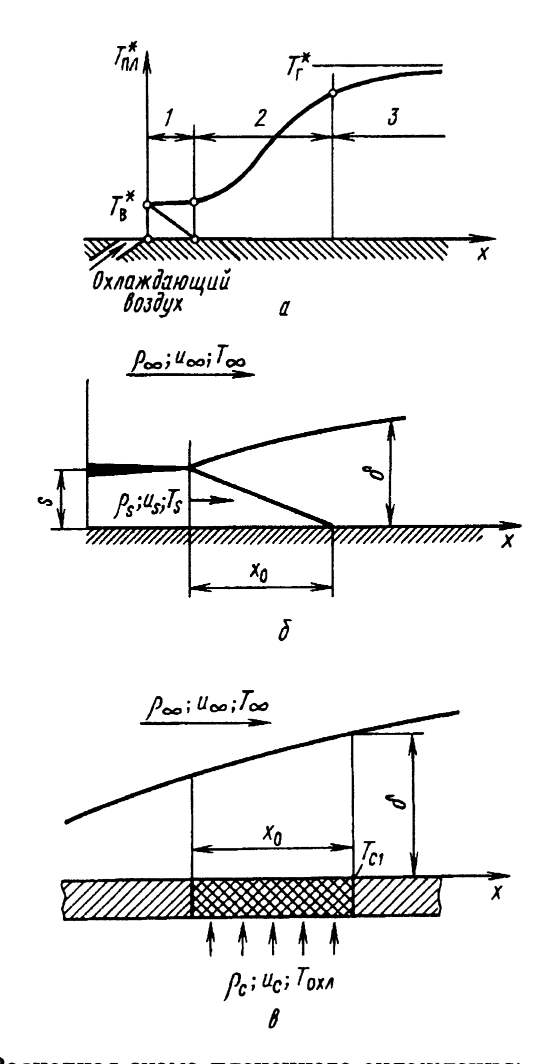


Рис. 5.33. Расчетная схема пленочного охлаждения:
а — схема тепловой защиты поверхностей лопаток и корпусов; *б* — расчетная схема газовой завесы при щелевом вдуве охладителя; *в* — расчетная схема газовой завесы при вдуве охладителя через пористый участок (секцию); *1* – начальный участок (с поверхностью контактирует только охлаждающий воздух); *2* – переходный участок (перемешивание газа с охлаждающим воздухом); *3* – основной участок (постепенное снижение до нуля эффективности пленочного охлаждения)

со сплошной поверхностью, для учета влияния этого эффекта вводится множитель-поправка $K_{пл.изл}$, определяемый в результате экспериментов как $K_{пл.изл} = (0{,}65\ldots0{,}75)K_{изл}$, где $K_{изл}$ рассчитывают по формуле (5.59).

Из сопоставления формулы (5.79) с формулой $q_{\text{г}} = \alpha_{\text{г}}(T^*_{\text{г}} - T_{\text{с}})$ для непроницаемых стенок следует, что при пленочном охлаждении к задаче достоверного определения коэффициентов теплоотдачи добавляется еще одна не менее сложная задача — определение температуры пленки $T^*_{\text{пл}}$. Задача эта сложна тем, что $T^*_{\text{пл}}$ непрерывно изменяется по потоку и зависит от множества геометрических и режимных параметров газа и воздуха.

При пленочном охлаждении поверхности температура пленки $T^*_{\text{пл}}$ численно равна той температуре, которая устанавливалась бы на поверхности абсолютно нетеплопроводной стенки ($\lambda_{\text{с}} = 0$) при аналогичных гидродинамических условиях течения во внешнем и вдуваемом потоках. В связи с этим температуру пленки часто называют адиабатной температурой стенки, а в опытах тщательно теплоизолируют участок стенки, на котором выполняются измерения, и по результатам измерения ее температуры рассчитывают $T^*_{\text{пл}}$.

Идеализированная модель пленочного охлаждения и его закономерности, известные для этого случая, применимы к расчету пленочного охлаждения в случае тангенциального вдува через щель, расположенную на охлаждаемой поверхности (рис. 5.33, *б*).

При пленочном охлаждении лопаток охлаждающий воздух обычно выдувается на поверхность лопатки не через щели, а через систему отверстий, и чаще всего под углом к охлаждаемой поверхности (рис. 5.34). В этом случае теплозащитный пристенный слой

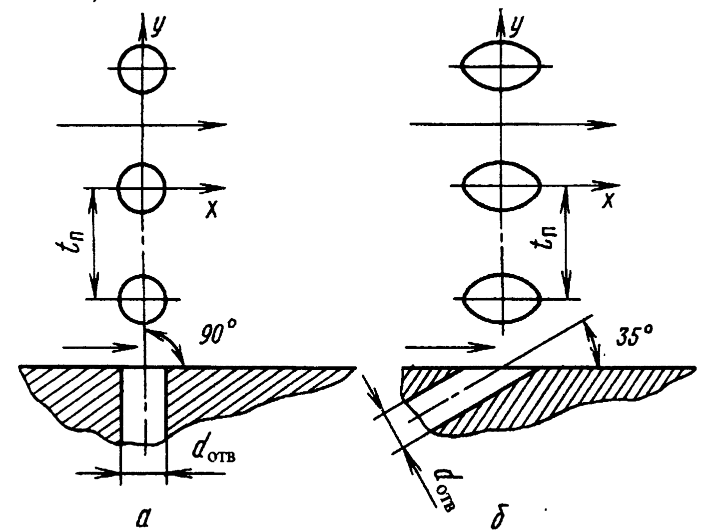


Рис. 5.34. Схемы выдува охладителя:
а – выдув по нормали к поверхности; *б* – выдув под углом к поверхности

образуется в результате взаимодействия системы струй, вытекающих через отверстия, со сносящим газовым потоком. Струи воздуха достаточно глубоко проникают в основной поток газа, постепенно оттесняются этим потоком к охлаждаемой поверхности и размываются, после чего для защиты поверхности необходимо вновь выдуть воздух через следующий ряд отверстий, и т.д. Таким образом, при пленочном охлаждении через ряды отверстий организуется локальный (дискретный) вдув охладителя.

Эффективность пленочного охлаждения через ряды отверстий изменяется не только вдоль по потоку — по оси x (как при вдуве через щель), но и в поперечном направлении — вдоль оси y. Она зависит от формы отверстий, их диаметра и шагов по указанным осям, взаимного положения в соседних рядах (шахматный порядок или линейный), числа рядов и их расположения, параметров газа и охладителя, степени турбулентности потока газа и т.д.

Температурное поле на поверхности лопатки при охлаждении через систему отверстий оказывается менее равномерным, чем при выдуве через щели.

Процесс течения в пристенном слое при выдуве охладителя через одно отверстие может быть представлен на основании экспериментов в виде, показанном на рис. 5.35. Линии тока *1* основного потока, имеющего скорость u_∞, огибают струю *2* охладителя сверху, сбоку, а на некотором удалении по потоку — снизу. На некотором расстоянии за охлаждающим каналом *3* струя может оторваться от

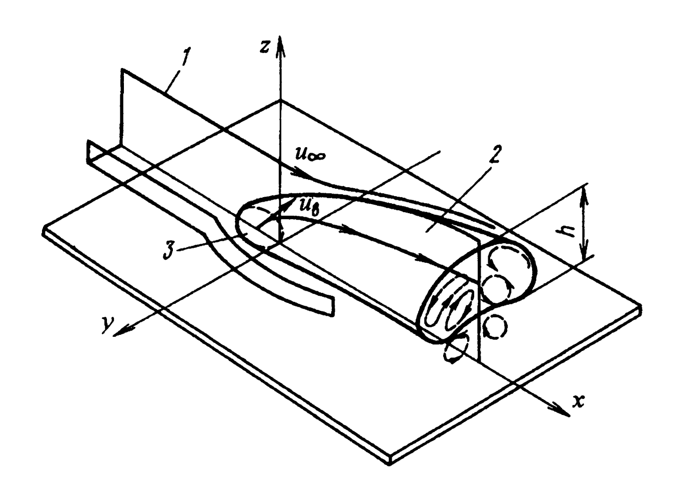


Рис. 5.35. Схема течения в пристенном слое за отверстием перфорации

поверхности лопатки. Постепенно, по мере удаления от выходного сечения канала, поперечное сечение струи деформируется, изменяясь от эллиптического (при наклонном расположении канала) до подковообразного. При этом образуется система вихрей, заполняющих поперечное сечение струи и пространство между струей и поверхностью. Выявлено, что толщина h струи изменяется линейно в зависимости от расстояния от отверстия: $h = 2{,}25d_{\text{отв}} + 0{,}22x$. При относительном шаге отверстий в направлении оси y $\bar{t}_{\text{п}} = t_{\text{п}}/d_{\text{отв}} \leq 3$ слияние соседних струй происходит на относительном расстоянии $x/d_{\text{отв}} \approx 3\ldots3{,}5$.

Такой отрыв возникает при интенсивном вдуве, т.е. при больших скоростях вдува $u_{\text{в}}$. При малых скоростях струя под воздействием основного потока плотно прилегает к поверхности. Критический параметр вдува, при котором происходит оттеснение струи воздуха от охлаждаемой поверхности, в этом случае составляет $b = \rho_{\text{в}}u_{\text{в}}/(\rho_{\infty}u_{\infty}) \approx 0{,}5$.

Помимо коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{пл}}$ в расчетах пленочного охлаждения применяют безразмерный параметр, включающий $T^*_{\text{пл}}$, — эффективность пленочного охлаждения:

$$\theta_{\text{пл}} = (T^*_{\text{г}} - T^*_{\text{пл}})/(T^*_{\text{г}} - T^*_{\text{в}}), \tag{5.80}$$

где $T^*_{\text{г}}$, $T^*_{\text{в}}$ — температуры торможения газа и охлаждающего воздуха в месте вдува. Чем больше $\theta_{\text{пл}}$, тем меньше при прочих равных условиях $T^*_{\text{пл}}$ и тепловой поток в стенку лопатки.

В расчетах пленочного охлаждения наибольшее распространение получили приближенные методы. Одни из них построены на анализе теоретических моделей течения, схематизирующих реальную картину, другие используют результаты обобщений экспериментальных данных.

Об аналитических и полуэмпирических методах расчета граничных условий теплообмена в области действия тепловой завесы говорилось в п. 5.2.2; там же указывалось, что эти методы сочетаются также с использованием обобщенных опытных данных.

Расчет величины $\theta_{\text{пл}}$ выполняют, исходя из одного из двух возможных подходов. В соответствии с первым подходом величину $\theta_{\text{пл}}$ рассчитывают на основе базовых значений $\theta_{\text{пл}0}$, полученных для стандартных условий, определение которых дано выше. Для вычисления $\theta_{\text{пл}}$ при найденных значениях $\theta_{\text{пл}0}$ используют множители-поправки, которые учитывают возмущающие воздействия, оказывающие влияние на теплообмен в каждом конкретном случае. При

этом эффективность пленочного охлаждения на плоской поверхности за тангенциальной щелью $\theta_{\text{пл}0}$ с учетом основных факторов воздействия определяют по зависимостям, предложенным В.М. Репуховым, И.Т. Швецом и Е.П. Дыбаном:

$$\theta_{\text{пл}0} = f(A), \tag{5.81}$$

где

$$A = \Delta^{1,5}\mathrm{Re}_s^{-0,25} b^{-1,3} \varphi^{-1,25} (x/s); \tag{5.82}$$

$\Delta = (s_{\text{н}} + 0{,}5h + \delta^*)/s_{\text{н}}$; $\mathrm{Re}_s = \rho_{\text{г}} u_{\text{г}} s/\mu_{\text{г}}$ — число Рейнольдса, определенное по расчетной высоте щели s и параметрам основного потока в сечении вдува; b — параметр вдува; $\varphi = T_{\text{в}}^*/T_{\text{г}}^*$ — температурный фактор; h — толщина кромки, разделяющей основной и вторичный потоки ("козырька" при вдуве через тангенциальную щель); δ^* — толщина вытеснения для основного потока в сечении вдува. Все значения параметров и эффективности в приведенных зависимостях относятся к сечению вдува.

При $A \le 3$ (на начальном участке)

$$\theta_{\text{пл}0} = 1; \tag{5.83}$$

при $3 \le A \le 11$ (на переходном участке)

$$\theta_{\text{пл}0} = (A/3)^{-0,285}; \tag{5.84}$$

при $A \ge 11$ (на основном участке)

$$\theta_{\text{пл}0} = (A/7{,}43)^{-0,95}. \tag{5.85}$$

Зависимости (5.81)-(5.85) справедливы при $1{,}09 \le \Delta \le 1{,}35$; $0{,}3 \le b \le 1{,}3/\varphi$; $820 \le \mathrm{Re}_s \le 2550$; $0{,}87 \le \varphi \le 1{,}17$. Соотношения (5.84) и (5.85) подтверждены опытами на пластинах при $\mathrm{Re}_s \le 4{,}1 \times \times 10^4$; $\varphi \le 1{,}26$; $b \ge 0{,}18$.

На значения $\theta_{\text{пл}}$ существенно влияют углы вдува γ и β охлаждающего воздуха (γ — угол между осью отверстия и ее проекцией на защищаемую поверхность; β — угол между проекцией оси отверстия на защищаемую поверхность и направлением основного потока).

При $\gamma < 45°$ в практически важном диапазоне изменения b, $\mathrm{Re}_{\text{г}}$, Re_s струя вдуваемого воздуха присоединяется к защищаемой поверхности, поэтому множитель-поправка $\varepsilon_\gamma \approx 1{,}0$. При $45° \le \gamma \le 90°$

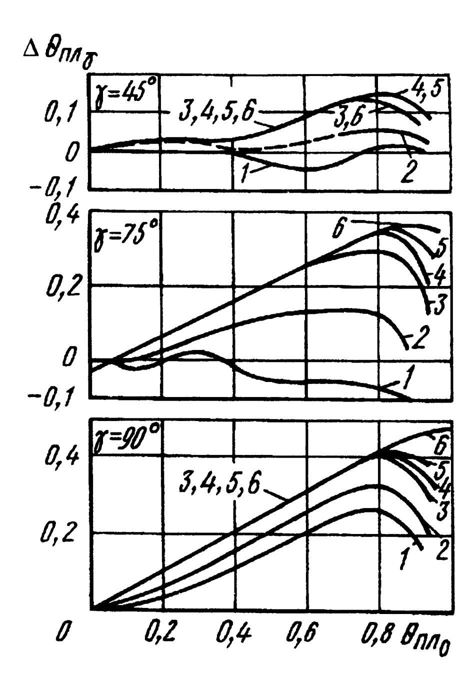


Рис. 5.36. Зависимость $\Delta\theta_{пл\gamma}$ от $\theta_{пл0}$:

1—6 – $u_в/u_г$ = 0,350; 0,581; 0,935; 1,170; 1,400 и 1,800 соответственно

значение ε_γ при вдуве через сплошную по всей высоте лопатки щель может быть определено по соотношению

$$\varepsilon_\gamma = 1 - \Delta\theta_{пл\gamma}/\theta_{пл0}. \qquad (5.86)$$

Значения $\Delta\theta_{пл\gamma}$ находят по графикам (рис. 5.36).

Вдув охлаждающего воздуха на турбинных лопатках осуществляется, как указано выше, через ряды отверстий. При таком вдуве значения $\theta_{пл}$ ниже, чем при вдуве через сплошную по всей высоте лопатки щель. Множитель-поправку при вдуве охлаждающего воздуха через два ряда отверстий при угле вдува β определяют по формуле

$$\varepsilon_{дискр\beta} = 1 - \Delta\theta_{пл.дискр\beta}/\theta_{пл\gamma}. \qquad (5.87)$$

Значения $\Delta\theta_{пл.дискр\beta}$ определяют по данным, приведенным на рис. 5.37. При одном ряде отверстий вдув при $\beta \neq 0$ ("косой" вдув) позволяет меньшим числом отверстий в ряду обеспечить сплошную защитную пленку в поперечном направлении (т.е. по высоте лопатки), однако при этом сокращается протяженность пленки вдоль защищаемой поверхности. Поэтому эффективность пленочного охлаждения зависит от комбинации поперечного относительного шага отверстий в ряду перфорации $\bar{t}_y = t_y/d_{отв}$ и угла β.

При необходимости данные, приведенные на рис. 5.37, интерполируют для значений β в диапазоне от 0 до 90°. При наличии данных о раздельном влиянии расположения отверстий и угла β вместо $\varepsilon_{дискр\beta}$ определяют два множителя-поправки: $\varepsilon_{дискр}$ и ε_β.

В отличие от одного ряда отверстий, два ряда могут обеспечить практически равномерную по высоте лопатки эффективность пленочного охлаждения и, следовательно, уменьшить неравномерность

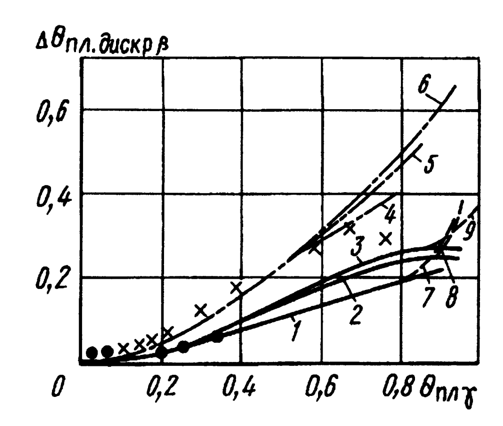


Рис. 5.37. Зависимость $\Delta\theta_{\text{пл дискр}\beta}$ от $\Delta\theta_{\text{пл}\gamma}$ при расположении отверстий в шахматном порядке в два ряда:

1 – $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 0,35\ldots0,69$; *2* – $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 1,15$; *3* – $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 1,74$; *4* – $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 0,36$; *5* – $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 0,7$; *6* – $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 1,17\ldots1,70$; *7* – $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 0,35\ldots0,70$; *8* – $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 1,17$; *9* – $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 1,75$; ——— – прямоугольные отверстия при $s = 1,4$ мм, $\gamma = 30°$, $\beta = 0°$; – – – – – круглые отверстия при $\gamma = 30°$, $\beta = 0°$, $\bar{t}_x = 2,65$, $\bar{t}_y = 2$; –·–·– – круглые отверстия при $\gamma = 30°$, $\beta = 0°$, $\bar{t}_x = 2,62$, $\bar{t}_y = 3,58$; × – круглые отверстия при $\gamma = 30°$, $\beta = 90°$, $\bar{t}_x = 2,65$, $\bar{t}_y = 3,61$, $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 0,35$; • – круглые отверстия при $\gamma = 30°$, $\beta = 90°$, $\bar{t}_x = 2,65$, $\bar{t}_y = 3,61$, $u_{\text{охл}}/u_{\text{г}} = 0,12$; $\bar{t}_x = t_x/d_{\text{отв}}$; $\bar{t}_y = t_y/d_{\text{отв}}$; $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия; t_x, t_y – шаги отверстий вдоль координатных осей

нагрева стенки. В этом случае высокая эффективность может быть достигнута при большей дискретности расположения отверстий в ряду (т.е. при больших относительных шагах $t_y/d_{\text{отв}} \geq 2{,}0\ldots2{,}5$). Расстояние между рядами в двухрядных поясках может не превышать $2\ldots2{,}5$ диаметров отверстий; в этом случае расчет $\theta_{\text{пл}}$ выполняется или по результатам исследований охлаждения стенки при двухрядных поясках, или по данным за одним рядом отверстий (при этом два ряда отверстий условно совмещаются в один ряд).

При бо́льших расстояниях между рядами отверстий температуру $T^*_{\text{пл}}$ необходимо рассчитывать через суммарную эффективность пленочного охлаждения с помощью модифицированной формулы Селлерса:

$$T^*_{\text{пл}n} = T^*_{\text{г}} \prod_{i=1}^{n}(1 - \theta_{\text{пл}i}) + \sum_{i=1}^{n}\left[\theta_{\text{пл}i} T^*_{\text{в}i} \prod_{j=i+1}^{n}(1 - \theta_{\text{пл}j})\right],$$

где $T^*_{\text{в}i}$ — температура охлаждающего воздуха, вдуваемого через i-й ряд отверстий.

Исследования показали, что *продольный положительный градиент* давления не влияет на эффективность пленочного охлаждения вплоть до отрыва пограничного слоя от стенки. Конфузорность течения, уменьшающая $\theta_{\text{пл}}$, учитывается множителем-поправкой, предложенным Искъюдером и Уайтлоу:

$$\varepsilon_{dp/dx} = [u(x)/u(x_s)]^{-0,2}, \tag{5.88}$$

где x — текущая координата; x_s — координата сечения вдува.

Кривизна поверхности профильной части лопатки заметно влияет на $\theta_{\text{пл}}$. Продольную кривизну оценивают отношением $\delta^{**}/R_{\text{ст}}$, где $R_{\text{ст}}$ — радиус кривизны стенки. При значениях $\delta^{**}/R_{\text{ст}}$, характерных для турбинных лопаток с пленочным охлаждением, и при коэффициенте вдува $b < 1$ на вогнутой поверхности $\theta_{\text{пл}}$ меньше, чем на плоской пластине, а на выпуклой — больше. При $b > 1$ влияние кривизны поверхности противоположное.

Для учета сжимаемости при расчете эффективности пленочного охлаждения можно применять формулу (5.34) для относительной функции трения Ψ_{M}, полученную С.С. Кутателадзе и А.И. Леонтьевым на основе асимптотической теории турбулентного пограничного слоя. По интерполяционной формуле Кутателадзе — Леонтьева

$$\theta_{\text{пл}} = [1 + 0{,}24\text{Re}_{s\,\text{охл}}^{-0,25}\Psi_{\text{M}}x/(bs)]^{-0,8}, \tag{5.89}$$

где $\text{Re}_{s\,\text{охл}}$ — число Рейнольдса, определенное по высоте щели и параметрам охлаждающего воздуха.

С увеличением степени турбулентности основного и вдуваемого потоков эффективность пленочного охлаждения уменьшается.

Как и для лопаток со сплошными поверхностями, для лопаток с пленочным охлаждением определяют не только средние ($\alpha_{\text{ср}}$), но и *местные значения коэффициентов теплоотдачи* $\alpha_{\text{пл}}$ и эффективность пленочного охлаждения $\theta_{\text{пл}}$.

На *входной кромке* турбинной лопатки можно определить $\theta_{\text{пл.вх.кр}}$ на основе приведенных выше экспериментальных данных с учетом ряда множителей-поправок:

$$\theta_{\text{пл.вх.кр}} = \varepsilon_{\gamma}\varepsilon_{\text{дискр}\beta}\varepsilon_{\text{вып}}\varepsilon_{\text{M}}\varepsilon_{\text{T}}\varepsilon_{dp/dx}\varepsilon_{Tu}\eta_{\text{пл}0}. \tag{5.90}$$

Кроме того, имеются данные, полученные в условиях, более приближенных к условиям обтекания входных кромок. Так, на рис. 5.38

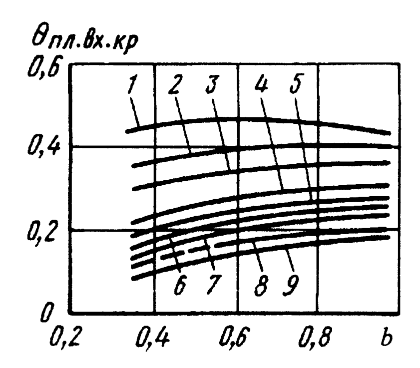


Рис. 5.38. Изменение $\theta_{\text{пл.вх.кр}}$ в зависимости от интенсивности вдува b:
1 – $x/d_{\text{отв}} = 0,1$; *2* – $x/d_{\text{отв}} = 0,3$; *3* – $x/d_{\text{отв}} = 0,5$; *4* – $x/d_{\text{отв}} = 1,0$; *5* – $x/d_{\text{отв}} = 1,5$; *6* – $x/d_{\text{отв}} = 2,0$; *7* – $x/d_{\text{отв}} = 3,0$; *8* – $x/d_{\text{отв}} = 5,0$; *9* – $x/d_{\text{отв}} = 7,0$

представлены зависимости $\theta_{\text{пл.вх.кр}}$ от интенсивности вдува b и относительного шага $x/d_{\text{отв}}$ при следующих значениях режимных параметров: $b = 0{,}3\ldots1{,}0$; $\text{Re} \le 1{,}3\cdot10^5$; $\gamma = 90^\circ\ldots105^\circ$; $\beta = 0\ldots90^\circ$. Для практического использования этих результатов величину $\theta_{\text{пл.вх.кр}}$ нужно скорректировать множителями-поправками на влияние сжимаемости ($\varepsilon_{\text{М}}$), неизотермичности ($\varepsilon_{\text{т}}$) и степени турбулентности (ε_{Tu}) набегающего потока.

Пленочное охлаждение *выходной кромки* обычно осуществляют через прерывистые тангенциальные щели со стороны вогнутой поверхности (см., например, рис. 5.22). Протяженность защищаемой поверхности по направлению течения воздуха в этом случае невелика, поэтому на выходной кромке реализуются начальный и частично переходный участки смешения.

При расчете $\theta_{\text{пл.вых.кр}}$ кроме $\varepsilon_{\text{дискр}}$, $\varepsilon_{\text{М}}$, $\varepsilon_{dp/dx}$ и ε_{Tu} требуется ввести дополнительные поправки, учитывающие влияние высоты h_1 уступа и толщины h козырька-разделителя потоков. Влияние высоты h_1 уступа при различных значениях h_1/s представлено на рис. 5.39. Изменение $\theta_{\text{пл.вых.кр}}$ в зависимости от отношения s/h показано на рис. 5.40.

При вдуве охлаждающего воздуха через отверстия или щели поток у защищаемой поверхности становится турбулентным. Поэтому за базовые значения коэффициентов теплоотдачи α_0 принимают значения α, полученные по обычным уравнениям подобия для непроницаемых (без вдува) поверхностей. Так, для пластины

$$\alpha_0(x) = 0{,}0296(\lambda_{\text{г}}/x)\text{Re}_x^{0,8}\text{Pr}^{0,43}, \qquad (5.91)$$

где $\text{Re}_x = \rho_{\text{г}}u_{\text{г}}x/\mu_{\text{г}}$; $\text{Pr} = \mu_{\text{г}}c_{p\text{г}}/\lambda_{\text{г}}$; $\rho_{\text{г}}$ — плотность газа. Для участков профиля турбинной лопатки обобщающие зависимости приведены в п. 5.2.3.

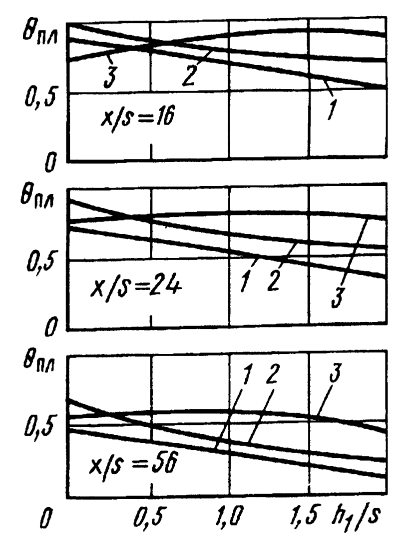


Рис. 5.39. Изменение $\theta_{пл}$ в зависимости от относительной высоты h_1/s уступа в сечении вдува по данным Мэтьюза, Уайтлоу:
1 – $b = 0,7$; *2* – $b = 1,0$; *3* – $b = 2,0$

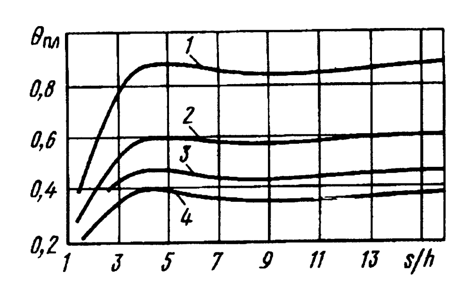


Рис. 5.40. Изменение $\theta_{пл}$ в зависимости от высоты s щели, отнесенной к толщине h козырька, по данным Кэкера, Уайтлоу:
1 – $x/s = 25$; *2* – $x/s = 50$; *3* – $x/s = 75$; *4* – $x/s = 100$

На начальном и переходном участках, границы которых определяют с помощью параметра A (см. формулу (5.82)), значения коэффициентов теплоотдачи при охлаждении со вдувом и без вдува заметно различаются. Влияние вдува на коэффициент теплоотдачи оценивают по формуле

$$K_в = \alpha_в(x)/\alpha_0(x) = 1 + 2/A_1, \tag{5.92}$$

где $A_1 = [(x - x_s)/s]/(u_{охл}/u_г)$; $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи с учетом вдува; α_0 — коэффициент теплоотдачи на непроницаемой поверхности; x — текущая координата; x_s — координата начала щели.

При $x/s > 70$ (т.е. на основном участке) множитель-поправка на влияние вдува $K_в \approx 1$, следовательно, $\alpha_{пл} \approx \alpha_0$. Кроме параметра b вдува на $\alpha_{пл}$ влияют такие факторы, как форма и размеры каналов для выдува охлаждающего воздуха, угол γ вдува, относительные шаги отверстий $x/d_{отв}$, $y/d_{отв}$, степень турбулентности вдуваемого потока, наличие козырька, уступа и др. В первом приближении влияние сжимаемости, степени турбулентности основного потока и неизотермичности на теплоотдачу можно оценивать так же, как и

без вдува. Поэтому при использовании в качестве базовых значений коэффициентов теплоотдачи для участков профиля непроницаемых лопаток считают, что в них уже учтены все влияющие факторы, кроме тех, которые связаны со вдувом.

Коэффициенты теплоотдачи при пленочном охлаждении входной кромки могут быть определены на основе имеющихся рекомендаций по определению α_0 (без вдува).

Множитель-поправку $K_{\text{в}}$, учитывающий влияние вдува, определяют по формуле (5.92). При большом значении $y/d_{\text{отв}}$ нужно иметь в виду, что вне зоны пленочного охлаждения (например, при $\beta = 0$ и $y/d_{\text{отв}} > 1{,}5$ от оси отверстия) $\alpha_{\text{пл}} = \alpha_0$.

При расчете коэффициентов теплоотдачи на спинке $\alpha_{\text{пл.сп}}$ или вогнутой поверхности $\alpha_{\text{пл.в.п}}$ лопатки можно воспользоваться значениями α_0, определенными для непроницаемых лопаток (см. п. 5.2.3). В этом случае α следует скорректировать лишь на влияние вдува:

$$\alpha_{\text{пл.сп}} = K_{\text{в}}\alpha_{0\text{сп}}; \tag{5.93}$$

$$\alpha_{\text{пл.в.п}} = K_{\text{в}}\alpha_{0\text{в.п}}, \tag{5.94}$$

где $\alpha_{0\text{сп}}$ и $\alpha_{0\text{в.п}}$ — базовые значения α_0 для спинки и вогнутой поверхности.

Если основываться на уравнении подобия для плоской пластины с турбулентным пограничным слоем (5.66), то необходимо еще ввести множители-поправки, рассмотренные в п. 5.2.3 для непроницаемых лопаток, а также множители-поправки $K_{\text{в.п}}$ и $K_{\text{сп}}$.

Согласно данным КАИ, для турбинных лопаток $K_{\text{в.п}} \leq 1{,}2$, а $0{,}8 \leq K_{\text{сп}} \leq 1{,}0$.

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{пл.вых.кр}}$ на выходных кромках можно определить на основе данных об $\alpha_{0\text{вых.кр}}$ при охлаждении без вдува (см. п. 5.2.3) с учетом корректировки на вдув:

$$\alpha_{\text{пл.вых.кр}} = K_{\text{в}}K_{h_1}K_h\alpha_{0\text{вых.кр}}, \tag{5.95}$$

где K_{h_1} и K_h — множители-поправки на высоту уступа и на толщину козырька.

Множители-поправки $K_{\text{в}}$ рассчитывают по формуле (5.92). Влияние на $\alpha_{\text{пл}}$ высоты h_1 уступа определяют с помощью рис. 5.41. Множитель-поправку на толщину h козырька в первом приближении принимают равным единице.

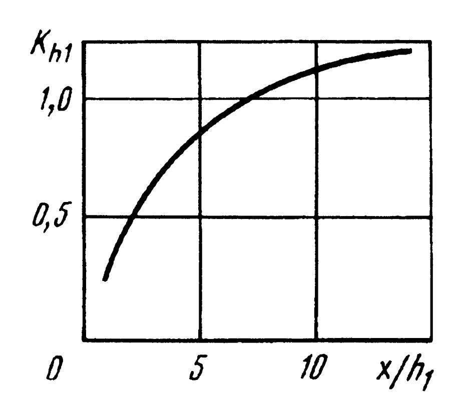


Рис. 5.41. Влияние отношения x/h_1 на $K_{h_1} = \alpha_{пл}/\alpha_0$

При расчете теплообмена в лопатках с пленочным (и, как будет показано далее, пористым) охлаждением, а также эффективности пленочного охлаждения необходимо учитывать, что температура охлаждающего воздуха на входе в лопатку $T_{в.вх}$ не равна его температуре в месте выдува на защищаемую поверхность в связи с его подогревом при течении внутри лопатки. Только при наличии больших внутренних полостей в теле лопатки конвективный теплообмен воздуха с внутренней поверхностью перфорированных оболочек незначителен и подогрев воздуха внутри лопатки можно не учитывать. В других случаях нагрев воздуха при течении в полостях (каналах) необходимо учитывать. Вместе с тем при любых конструкциях лопаток воздух интенсивно подогревается непосредственно в зоне входа в охлаждающее отверстие (или щель). Определить этот подогрев можно по результатам экспериментов, приведенным на рис. 5.42 в виде зависимости $\mathrm{Nu}_t = f(\mathrm{Re}_t)$ на входе в перфорированную стенку. Числа Nu_t и Re_t рассчитаны по характерному линейному размеру — шагу t_y отверстий в направлении оси y (поперек основного потока).

Пористое охлаждение. Как показано выше, пористое (проникающее) охлаждение во многих отношениях отличается от заградительного (пленочного) охлаждения, и результаты расчетов теплоотдачи при пористом охлаждении получаются иные, чем при пленочном.

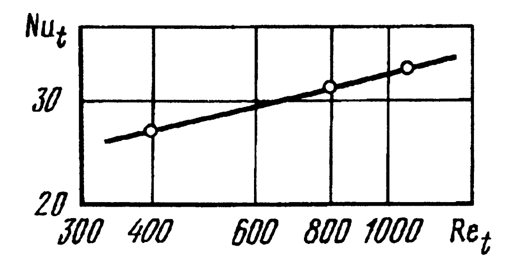


Рис. 5.42. Критериальная зависимость для определения подогрева воздуха на входе в перфорированную стенку

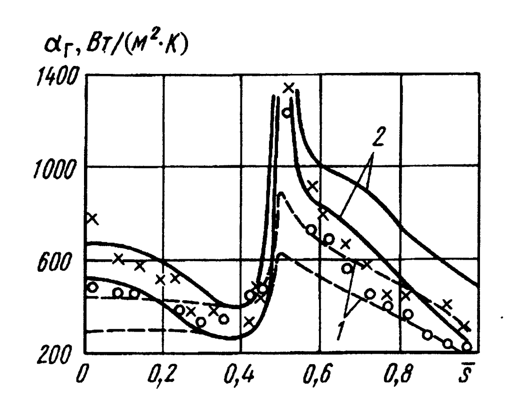


Рис. 5.43. Распределение коэффициента теплоотдачи $\alpha_г$ от газа по поверхности пористой лопатки: × – экспериментальные данные при $b(s)$ = const = 2900 кг/(м^2 · ч); ∘ – экспериментальные данные при $b(s)$ = = const = 4880 кг/(м^2 · ч)

Как и в случае непроницаемых лопаток, для расчета теплоотдачи от газа к пористым оболочкам лопаток можно применять *общий дифференциальный* и *прямой интегральный методы.* Оба метода используют обширный эмпирический материал для замыкания исходных уравнений, обоснованность применения которого при расчетах теплообмена в лопатках проверяют сопоставлением расчетных и экспериментальных данных. Такое сопоставление применительно к расчетам теплового пограничного слоя выполнялось неоднократно; на рис. 5.43 приведены зависимости коэффициента теплоотдачи $\alpha_г = \alpha_г(\bar{s})$ на поверхности сопловых аппаратов при постоянном по обводу профиля параметре вдува ($b(\bar{s})$ = const) и соответствующие экспериментальные данные. Расчетные линии *1*, полученные с применением общего дифференциального метода, и линии *2* по прямому интегральному методу качественно описывают закономерности изменения $\alpha_г$ по профилю. В количественном отношении лучшее совпадение с экспериментом наблюдается на вогнутой стороне лопатки ($0 \le \bar{s} \le 0{,}5$), при этом интегральный метод (линии *2*) дает результаты, более близкие к экспериментальным данным. На спинке лопатки $\alpha_г$ определяется с заметной погрешностью.

В целом по результатам большинства исследований прямой интегральный метод признан более точным, простым и экономичным. В нем используют зависимости (5.34), учитывающие неизотермичность, сжимаемость и вдув. Однако этот метод ограничен рамками применимости модели пограничного слоя, поэтому наряду с расчетами прямым интегральным методом применяют обобщенные опытные данные по теплоотдаче на поверхностях турбинных лопаток с пористыми стенками.

Исследования С.Г. Дезидерьева (КАИ), проведенные на плоских решетках из лопаток с пористыми оболочками толщиной 1,8...3,5 мм

из порошкового нихрома, позволили вывести критериальные зависимости для характерных участков профиля пористой лопатки (эти участки определяют аналогично участкам на сплошных профилях — см. п. 5.2.3).

Для *входной кромки* с погрешностью $\pm 10\,\%$

$$\mathrm{Nu}_{\text{вх}} = 2{,}4 \cdot 10^{-3} \mathrm{Re}_{\text{вх}}^{0{,}69} b_{\text{вх}}^{-0{,}63} \mathrm{Pr}^{0{,}43}, \tag{5.96}$$

где $\mathrm{Nu}_{\text{вх}} = \alpha_{\text{г.вх}} 2r_{\text{вх}}/\lambda_1$ — среднее по входной кромке значение числа Нуссельта; $\mathrm{Re}_{\text{вх}} = u_1 \rho_1 2r_{\text{вх}}/\mu_1$; $b_{\text{вх}} = (\rho_{\text{охл}} u_{\text{охл}})_{\text{вх}}/(\rho_1 u_1)$ — среднее значение параметра вдува у входной кромки; u_1, ρ_1, λ_1, μ_1 — скорость, плотность, теплопроводность и динамическая вязкость газа на входе в рабочую решетку.

Уравнение (5.96) подтверждено в опытах при $\mathrm{Re}_{\text{вх}} = 7 \cdot 10^4 \ldots$ $\ldots 4 \cdot 10^5$ и $b_{\text{вх}} = 10^{-3} \ldots 10^{-2}$.

Для определения коэффициента теплоотдачи на *вогнутой поверхности* профиля за базовые значения были приняты средние значения чисел Нуссельта $\mathrm{Nu}_{0\,\text{в.п}}$ для непроницаемой поверхности при тех же значениях чисел Re_2 на выходе из решетки, что и при пористом охлаждении.

Аппроксимирующая зависимость (5.96) для вогнутой части профиля приобретает вид

$$\mathrm{Nu}_{\text{в.п}} = 2{,}4 \cdot 10^{-3} \mathrm{Nu}_{0\,\text{в.п}} b_{\text{в.п}}^{-1}, \tag{5.97}$$

где $\mathrm{Nu}_{\text{в.п}} = \alpha_{\text{г.в.п}} b/\lambda_2$ — число Нуссельта, подсчитанное по температуре газа на выходе из решетки; $\mathrm{Nu}_{0\,\text{в.п}}$ — число Нуссельта, определяемое по рекомендациям для непроницаемых лопаток с использованием формул (5.71), (5.72); $b_{\text{в.п}} = (\rho_{\text{охл}} u_{\text{охл}})_{\text{в.п}}/(\rho_{\text{ср}} u_{\text{ср}})$ — среднее значение интенсивности вдува на вогнутой стороне профиля; $\rho_{\text{ср}} = (\rho_1 + \rho_2)/2$; $u_{\text{ср}} = (u_1 + u_2)/2$. Формула (5.97) подтверждена опытами при $\mathrm{Re} = 8 \cdot 10^5 \ldots 4 \cdot 10^6$ и $b_{\text{в.п}} = 8 \cdot 10^{-4} \ldots 6 \cdot 10^{-3}$.

При обработке опытных данных получена формула, позволяющая определять местные значения $\alpha_{\text{г.в.п}}$ вдоль вогнутой части профиля:

$$\mathrm{St}_{\text{в.п}} = 0{,}012 (\mathrm{Re}_{\text{т}}^{**})^{-0{,}25} \mathrm{Pr}^{-0{,}75} b_{\text{т.в.п}}^{-0{,}77}, \tag{5.98}$$

где $\mathrm{St}_{\text{в.п}} = \alpha_{\text{г}}/(\rho u c_p)$ — число Стантона для вогнутой поверхности профиля; ρ, u, c_p — текущие значения плотности, скорости и

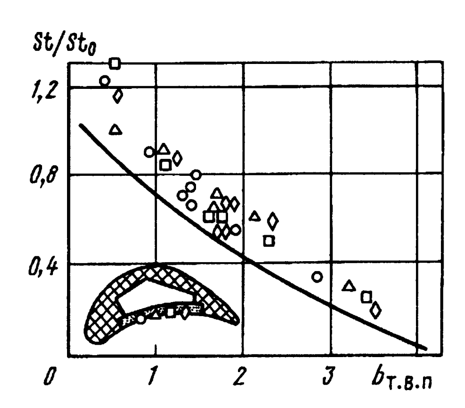


Рис. 5.44. Результаты опытов по теплоотдаче от газа на вогнутой поверхности профильной части турбинной лопатки при пористом охлаждении:

——— – кривая, рассчитанная по методу Кутателадзе — Леонтьева

удельной теплоемкости; $\mathrm{Re}_{\mathrm{т}}^{**}$ — число Рейнольдса, при определении которого в качестве характерного линейного размера используют текущее значение толщины потери энергии в пограничном слое; Pr — число Прандтля; $b_{\mathrm{т.в.п}} = b_{\mathrm{в.п}}/\mathrm{St}_0$ — тепловой параметр проницаемости; St_0 — базовое значение числа Стантона. Формула (5.98) подтверждена в диапазонах изменения параметров $\mathrm{Re}_{\mathrm{т}}^{**} = 3 \cdot 10^2 \ldots 5 \cdot 10^3$; $b_{\mathrm{т.в.п}} = 0{,}4 \ldots 3{,}5$.

На рис. 5.44 сопоставлены опытные данные с расчетной кривой по методу Кутателадзе — Леонтьева.

При расчете теплоотдачи на спинке профиля, как и при расчете теплоотдачи на вогнутой поверхности, использовали относительные числа Нуссельта. За базовые принимали значения, относящиеся к непроницаемой поверхности.

Расчетная формула имеет вид

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{сп}} = 2{,}52 \cdot 10^{-3} \mathrm{Nu}_{0\mathrm{сп}} b_{\mathrm{сп}}^{-1}. \qquad (5.99)$$

Формула (5.99) подтверждена в диапазоне $\mathrm{Re}_2 = 8 \cdot 10^5 \ldots 4 \cdot 10^6$. Характерным линейным размером при определении числа Рейнольдса была длина b хорды профиля.

При определении теплоотдачи к *выходной кромке* ее протяженность составляла 0,1 от длины хорды профиля вдоль спинки и вогнутой поверхности. Согласно результатам опытов, с погрешностью ± 10 % можно записать

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{вых}} = 1{,}35 \cdot 10^{-4} \mathrm{Re}_{\mathrm{вых}}^{0{,}87} \mathrm{Pr}^{0{,}43} b_{\mathrm{вых}}^{-0{,}6}, \qquad (5.100)$$

где $\mathrm{Nu}_{\mathrm{вых}} = \alpha_{\mathrm{г.вых}} 2r_{\mathrm{вых}}/\lambda_2$ — среднее по выходной кромке значение числа Нуссельта; $\mathrm{Re}_{\mathrm{вых}} = \rho_2 u_2 2r_{\mathrm{вых}}/\mu_2$; u_2 — скорость газа за решеткой; λ_2, ρ_2, μ_2 — теплопроводность, плотность и динамическая вязкость газа на выходе из рабочей решетки; $b_{\mathrm{вых}} =$

$= (\rho_{охл} u_{охл})_{вых}/(\rho_2 u_2)$ — среднее значение параметра вдува на выходной кромке; $r_{вых}$ — радиус выходной кромки. Формула справедлива при $\mathrm{Re}_{вых} = 4 \cdot 10^4 \ldots 2 \cdot 10^5$.

Кроме приведенных схем организации газовой завесы (см. рис. 5.33, *а, б*) при пленочном охлаждении и щелевом вдуве охладителя, в практике проектирования систем тепловой защиты может найти применение газовая завеса при распределенном вдуве охладителя через пористый участок (секцию) (рис. 5.33, *в*) или серию пористых участков. Как уже отмечалось, интенсивность теплообмена при наличии газовой завесы определяют эффективностью газовой завесы, которую в случае неоднократного вдува представляют в виде $\theta = \dfrac{H^*_\infty - H_с}{H^*_\infty - H_{с_1}}$, при $c_{p_{охл}} = c_{p_\infty}$ $\theta = \dfrac{T^*_\infty - T_с}{T^*_с - T_{с_1}}$, где H^*_∞; $H_с$; $H_{с_1}$; T^*_∞; $T_с$; $T_{с_1}$ — энтальпии и температуры невозмущенного потока на теплоизолированной стенке и на стенке в начальном сечении (срез щели или выходное сечение пористой секции).

Из теплового баланса на пористой поверхности $q_с = \rho_с u_с c_{p_{охл}} \times \times (T_с - T_{охл})$. В сечении выхода пористого участка параметры пограничного слоя определяют решением интегрального соотношения энергии

$$\frac{d\mathrm{Re}^{**}_т}{d\bar{x}} + \frac{\mathrm{Re}^{**}_т}{\Delta T}\frac{d\Delta T}{d\bar{x}} = \frac{\rho_с u_с}{\rho_\infty u_\infty}\mathrm{Re}_L + \frac{q_с}{\rho_\infty u_\infty c_{p_\infty}\Delta T}\mathrm{Re}_L, \qquad (5.101)$$

где $\bar{x} = \dfrac{x}{L}$; $\mathrm{Re}_L = \dfrac{\rho_\infty u_\infty L}{\mu_\infty}$; $\Delta T = T_\infty - T_с$.

Расчет температуры теплоизолированной части стенки или эффективности газовой завесы за пористым участком проводят по формуле

$$\Theta = \frac{T^*_\infty - T^*_с}{T^*_\infty - T_{c_1}} = \left[\left(1 + 62{,}5\frac{\mathrm{Re}^{**\,1{,}25}_{T_1}}{\mathrm{Re}_{\Delta x}}\right)^{0{,}114} - 1\right]^{0{,}8}\left(1 + 0{,}016\frac{\mathrm{Re}_{\Delta x}}{\mathrm{Re}^{**}_{T_1}}\right)^{-0{,}16}, \qquad (5.102)$$

где $\mathrm{Re}^{**}_{T_1} = \dfrac{\rho_с u_с x}{\mu_\infty}\dfrac{T_\infty - T_{охл}}{T_\infty - T_{с_1}}$.

При существенной интенсивности вдува $T_{c_1} \approx T_{\text{охл}}$. При вдуве через щель высотой s на участке $x < x_0$ температура стенки равна температуре вдуваемого газа $T_{c_1} = T_s$ и эффективность завесы $\theta = 1$. За сечением вдува эффективность газовой завесы уменьшается вследствие перемешивания вдуваемого газа с основным потоком. Длину начального участка при $u_s < u_\infty$ определяют по зависимости Абрамовича

$$\overline{x}_0 = \frac{x_0}{s} = \frac{u_\infty + u_s}{u_\infty - u_s}\left[0{,}107 + 0{,}037\frac{u_\infty}{u_s}\right]^{-1}.$$

Значения толщин потери энергии и импульса в сечении щели определяют по формулам

$$\delta_{T_1}^{**} = \int\limits_0^\infty \frac{\rho u}{\rho_\infty u_\infty}\left(1 - \frac{T - T_c}{T_\infty - T_c}\right)dy = \frac{\rho_s u_s}{\rho_\infty u_\infty}s = m_1;$$

$$\delta_1^{**} = \frac{\rho_s u_s}{\rho_\infty u_\infty}\left(1 - \frac{u_s}{u_\infty}\right)s = m_1(1 - \overline{u}_s)s.$$

На начальном участке при $0 < x < x_0$ значение $\delta_{T_1}^{**} = \text{const}$ из-за отсутствия теплообмена и справедливо равенство $\text{Re}_T^{**} = \text{Re}_{T_1}^{**}$. Тогда

$$\text{Re}_{T_{\Delta x}}^{**} = \left[\left(\text{Re}_s\frac{\mu_c}{\mu_\infty}\right)^{1+m} + A(m+1)\text{Re}_{\Delta x}\right]^{\frac{1}{1+m}}. \qquad (5.103)$$

При степенном профиле скорости $\omega = \xi^{1/7}$; $A = 0{,}0128$; $m = 0{,}25$ эффективность газовой завесы за тангенциальной щелью определяют по формуле, полученной Э.П. Волчковым,

$$\Theta = \frac{\left[\left(1 + \dfrac{62{,}5}{\dfrac{\Delta x}{m_1 s}\left(\dfrac{\mu_s}{\mu_\infty}\right)^{-0{,}25}}\right)^{0{,}2}\left(1 + \dfrac{62{,}5(1-\overline{u}_s)^{1{,}25}}{\dfrac{\Delta x}{m_1 s}\left(\text{Re}_s\dfrac{\mu_s}{\mu_\infty}\right)}\right)^{-0{,}086} - 1\right]^{0{,}8}}{\left[1 + 0{,}016\dfrac{\Delta x}{m_1 s}\left(\text{Re}_s\dfrac{\mu_s}{\mu_\infty}\right)\right]^{0{,}16}}. \qquad (5.104)$$

При дозвуковом обтекании криволинейной поверхности с учетом сжимаемости величину Θ рассчитывают по формуле

$$\Theta = \left[1 + \frac{0{,}25\Psi_{T_1}\dfrac{\mu_{c1}}{\mu_\infty}\mathrm{Re}_\infty\displaystyle\int\limits_{x_1}^{x}\Psi_{\mathrm{M}}\overline{u}(1-\overline{u}^2)^{\frac{1}{\kappa-1}}d\overline{x}}{\mathrm{Re}_{s\infty}^{1,25}}\right]^{-0,8}, \qquad (5.105)$$

где $\mathrm{Re}_{s\infty} = \dfrac{\rho_s u_s s}{\mu_\infty}$.

Эффективность охлаждения лопаток газовых турбин. Относительную величину охлаждения лопатки — эффективность охлаждения — определяют параметром $\Theta = \dfrac{T_{\mathrm{c}}^* - T_{\mathrm{c}}}{T_{\mathrm{c}}^* - T_{\text{охл}}}$, где T_{c}^* — равновесная температура стенки лопатки; T_{c} — температура поверхности лопатки; $T_{\text{охл}}$ — температура охлаждающего воздуха при входе в лопатку. Согласно предложению А.И. Леонтьева, эффективность охлаждения (в общем случае применения конвективного, завесного и пористого охлаждения) возможна при условии максимального значения объемного коэффициента теплоотдачи в пористой лопатке ($\alpha_V \to \infty$). Тогда

$$c_{p\,\text{охл}} j_{\mathrm{c}} \frac{dT}{dy} = \lambda_{\text{эф}} \frac{d^2T}{dy^2}, \qquad (5.106)$$

и после интегрирования

$$\frac{T_{\mathrm{c}_1} - T}{T_{\mathrm{c}_1} - T_{\mathrm{c}_2}} = \frac{e^{\frac{c_{p\,\text{охл}}}{c_{p\infty}} b_T \mathrm{Bi}\,\overline{y}} - 1}{e^{\frac{c_{p\,\text{охл}}}{c_{p\infty}} b_T \mathrm{Bi}} - 1}, \qquad (5.107)$$

где $b_T = \dfrac{j_{\mathrm{c}}\mathrm{St}_0^{-1}}{\rho_\infty u_\infty}$; St_0 — критерий Стантона на непроницаемой поверхности; $\mathrm{Bi} = \dfrac{\alpha_\infty \delta_{\mathrm{c}}}{\lambda_{\text{эф}}}$ — критерий Био; $\lambda_{\text{эф}} = \dfrac{\lambda}{1 - \Pi}$.

Величины тепловых потоков определяют из системы уравнений

$$q_{\mathrm{c}_1} = \alpha_{\text{г}}(T_{\mathrm{c}}^* - T_{\mathrm{c}_1});$$

$$q_{\mathrm{c}_1} = c_{p\,\text{охл}} \rho_{\mathrm{c}} u_{\mathrm{c}} \frac{T_{\mathrm{c}1} - T_{\mathrm{c}2}}{1 - e^{-\frac{c_{p\,\text{охл}}}{c_{p\infty}} b_T \mathrm{Bi}}};$$

$$q_{c_2} = q_c e^{-\frac{c_{p\,\text{охл}}}{c_{p\infty}} b_T \text{Bi}};$$
$$q_{c_2} = \alpha_{г_2}(T_{c_2} - T_{\text{охл}}), \tag{5.108}$$

где T_c^* — температура теплоизолированной стенки лопатки при наличии охлаждения (завесы); при отсутствии завесы $T_c^* = T_г^*$; $T_{\text{охл}}$ — температура охладителя в рассматриваемом сечении лопатки.

Из решения уравнений (5.107)–(5.108) следует

$$\frac{T_c^* - T_{c_1}}{T_c^* - T_{\text{охл}}} = \left[1 + \frac{\alpha_{г_1}}{c_{p\,\text{охл}}\rho_c u_c}\left(1 - \frac{1}{e^{\frac{c_{p\,\text{охл}}}{c_{p\infty}} b_T \text{Bi}}}\right) + \frac{\alpha_{г_1}}{\alpha_{г_2}} e^{-\frac{c_{p\,\text{охл}}}{c_{p\infty}} b_T \text{Bi}}\right]^{-1}. \tag{5.109}$$

При учете относительного закона теплообмена $\Psi = \left(\frac{\text{St}}{\text{St}_0}\right)_{\text{Re}_T^{**}}$ получают формулу для эффективности охлаждения при завесном и пористом охлаждениях

$$\Theta_{ns} = \frac{T_c^* - T_c}{T_c^* - T_{\text{охл}}} = \left[1 + \frac{\Psi}{\frac{c_{p\,\text{охл}}}{c_{p\infty}} b_T}\left(1 - e^{-\frac{c_{p\,\text{охл}}}{c_{p\infty}} b_T \text{Bi}}\right) + \frac{\alpha_{г_1}}{\alpha_{г_2}} e^{-\frac{c_{p\,\text{охл}}}{c_{p\infty}} b_T \text{Bi}}\right]^{-1}. \tag{5.110}$$

Относительный закон теплообмена при учете влияния неизотермичности Ψ_1, сжимаемости Ψ_M, вдува и шероховатости $\Psi_ш$ поверхности представляют в виде

$$\Psi_s = \Psi_t \Psi_M \left(1 - \frac{b_T}{b_{T_{кр}}\Psi_ш}\right)^2 \Psi_ш,$$

где $\Psi_M = \left[\frac{\text{arctg}\, M_\infty\sqrt{r(k-1)/2}}{M_\infty\sqrt{r(k-1)/2}}\right]^2$; $\left(1 - \frac{b_T}{b_{кр}\Psi_ш}\right)^2 = \Psi_{вт.ш}$; $\Psi_ш = 1 + \left(\frac{\text{Re}_{ks}}{\text{Re}_T^{**}}\right)^{0{,}125}\left[1 + 0{,}5\left(\frac{\text{Re}_{ks}}{\text{Re}_T^{**}}\right)^{0{,}9}\right]$, $b_{кр}$ — критический параметр

вдува, зависящий от неизотермичности, сжимаемости и градиентности течения, шероховатости поверхности, угла вдува, степени турбулентности и других факторов.

При турбулентном течении температуру теплоизолированной стенки при завесном охлаждении криволинейной поверхности определяют в виде

$$\Theta_з = \frac{T_г^* - T_с^*}{T_г - T_{охл}} =$$
$$= \left[1 + \frac{0{,}25\Psi_{t1}\left(\dfrac{\mu_{c1}}{\mu_\infty}\right)^{0{,}25} \displaystyle\int\limits_{\bar{x}_1}^{\bar{x}} \Psi_М \bar{u}(1-\bar{u}^2)^{\frac{1}{k-1}} d\bar{x}}{\left(1 + \dfrac{H_{c1} - H_{охл}}{H_с^* - H_{c_1}}\right)^{1{,}25} \mathrm{Re}_{c_1}^{1{,}25}} \right]^{-0{,}8}. \quad (5.111)$$

Для плоской пластины зависимость (5.111) упрощают, и в предельном случае она имеет вид

$$\Theta_з = \left[1 + \frac{0{,}254}{\left[\left(1 + \dfrac{H_{c_1} - H_{охл}}{H_с^* - H_{c_1}}\right)\mathrm{Re}_{c_1}\right]^{1{,}25}} \int\limits_0^{\bar{x}} \mathrm{Re}_{x_1} d\bar{x} \right]^{-0{,}8}. \quad (5.112)$$

Из анализа формул (5.110) и (5.111) получаем

$$\Theta_з = \frac{T_г^* - T_с}{T_г^* - T_{охл}^*} = \Theta_{п2} + \Theta_з - \Theta_{п3}\Theta_з, \quad (5.113)$$

из которой следует, что в случае отсутствия завесного охлаждения $\Theta_з = 0$, $T_г^* = T_с^*$ и

$$\Theta_x = \Theta_{п3} =$$
$$= \left[1 + \frac{\Psi_s}{\dfrac{c_{p охл}}{c_{p\infty}} b_T} \left(1 - e^{-\frac{c_{p охл}}{c_{p\infty}} b_T \mathrm{Bi}}\right) + \frac{\alpha_{г1}}{\alpha_{г2}} e^{-\frac{c_{p охл}}{c_{p\infty}} b_T \mathrm{Bi}} \right]^{-1}. \quad (5.114)$$

При конвективном охлаждении лопатки $b_T = 0$ и соответственно

$$\Theta_{xk} = \left[1 + \mathrm{Bi} + \frac{\alpha_{\text{г}1}}{\alpha_{\text{г}2}}\right]^{-1}. \tag{5.115}$$

При малых значениях критерия Bi (Bi $\ll 1$) формулу представляют в виде

$$\Theta_{xk} = \left[1 + \frac{\alpha_{\text{г}_1}}{\alpha_{\text{г}_2}}\right]^{-1}.$$

Записывая отношение $\alpha_{\text{г}_1}$ к $\alpha_{\text{г}_2}$

$$\frac{\alpha_{\text{г}_1}}{\alpha_{\text{г}_2}} = \frac{\mathrm{Nu}_1}{\mathrm{Nu}_2}\frac{l_2}{l_1} = \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^{0,8}\left(\frac{\rho_{\text{c}_1} u_{\text{c}_1}}{\rho_{\text{c}_2} u_{\text{c}_2}}\right)^{0,8} = \frac{h}{l}\left(\frac{2l_1}{t\sin\alpha}\right)^{0,8}\frac{1}{\overline{g}_{\text{охл}}^{0,8}},$$

где h — ширина охлаждающего канала; l — хорда; t — шаг; $\overline{g}_{\text{охл}} = \dfrac{G_{\text{охл}}}{G_{\text{г}}}$ — относительный расход охладителя, получаем

$$\Theta_{xk} = \left[1 + \left(\frac{\delta}{l_1}\right)\left(\frac{2l_1}{t\sin\alpha}\right)^{0,8}\frac{1}{\overline{g}_{\text{охл}}^{0,8}}\right]^{-1}. \tag{5.116}$$

Из интегрального соотношения энергии для дозвукового течения недиссоциированного газа на плоской проницаемой стенке

$$\frac{d\mathrm{Re}_T^{**}}{d\overline{x}} + \frac{\mathrm{Re}_T^{**}}{\Delta T}\frac{d(\Delta T)}{d\overline{x}} = \mathrm{Re}_L \mathrm{St}_0(\Psi + b_T);$$

после интегрирования при $\overline{x} = 0 \to \mathrm{Re}_T^{**} = 0$ получаем выражение для Re_T^{**}

$$\mathrm{St}_0 = \frac{B^{\frac{1}{1+m}}}{1{,}74\mathrm{Pr}^{\frac{n}{m+1}}\left[\mathrm{Re}_{\infty 1}\int \overline{u}_{\infty_1} d\overline{x}\right]^{\frac{m}{m+1}}(\Psi + b_T)^{\frac{1}{m+1}}}, \tag{5.117}$$

где $\mathrm{Re}_{\infty_1} = \dfrac{\rho_{\infty_1} u_\infty L}{\mu_{\infty_1}}$; $\overline{u}_\infty = \dfrac{u_\infty}{u_{\infty 1}}$; $\overline{x} = \dfrac{x}{L}$.

Из анализа следует, что не существует однозначной зависимости эффективности охлаждения от относительного расхода $\Theta = f(\overline{g}_{\text{охл}})$. Наиболее целесообразным обобщением Θ при пористом охлаждении является зависимость $\Theta = f(b_T)$.

Из сравнения эффективности охлаждения при вдуве воздуха $\Theta_в$ и пара $\Theta_п$ по отношению

$$\frac{\Theta_в}{\Theta_п} = \frac{c_{p_в}}{c_{p_п}} \frac{\Psi + \frac{c_{p_п}}{c_{p_в}} b_T}{\Psi + b_T} \tag{5.118}$$

видно, что при вдуве пара (по сравнению со вдувом воздуха) эффективность охлаждения увеличивается на $\sim$ 30 %, что соответствует опытным данным.

Задача расчета оптимального распределения охлаждающего воздуха между конвективным и завесным охлаждением для получения минимальной температуры стенки при выходе из канала может быть решена при использовании формул для расчета эффективности конвективно-пленочного охлаждения.

Используя уравнения для Θ_{xk} и Θ_x с учетом безразмерного расхода охлаждающего воздуха на конвективное охлаждение $m = \dfrac{G_{охл}}{\sum G_{охл}}$, получаем зависимость для расчета температуры стенки

$$\overline{T}_{c_1} = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{b}{\delta}\right)\overline{g}_{охл}^{-0,8} m^{0,8}\right]} \times \\ \times \left\{ 1 - \frac{1}{\left[1 + \dfrac{0,25(l/\delta)^{1,25}}{(1-m)^{0,25}\overline{g}_{охл}^{1,25}\mathrm{Re}_L^{0,25}}\right]^{0,8}} \right\}. \tag{5.119}$$

При расчетах пористого и завесного охлаждения лопаточных аппаратов и корпусов турбины следует помнить, что вдув охладителя в проточную часть снижает среднюю температуру рабочего тела и повышает газодинамические потери из-за затраты энергии потока на разгон вдуваемого газа до средней скорости потока.

Приближенный расчет охлаждения пористой стенки. Допустим, что турбулентный поток с температурой $T^*_{г\infty}$ газа и скоростью u_∞ обтекает пористую стенку длиной L. Определим расход охлаждающего воздуха для достижения температуры пористой стенки T_{c_2} со стороны внешнего течения.

Критический параметр вдува определим с учетом расчетного значения фактора неизотермичности $\psi = \frac{T_{\text{с}2}}{T^*_{\text{г}\infty}}$ по формуле

$$b_{T_{\text{кр}}} = \frac{1}{1-\psi}\left[\ln\frac{1+\sqrt{1-\psi}}{1-\sqrt{1-\psi}}\right]^2.$$

Относительный закон теплообмена, учитывающий неизотермичность, определим по зависимости

$$\Psi_t = \left(\frac{2}{\sqrt{\psi}+1}\right)^2.$$

Тепловой параметр вдува b_T рассчитываем по формуле

$$b_T = b_{T_{\text{кр}}} - \frac{T_{\text{с}_2} - T_{\text{охл}}}{T^*_{\text{г}\infty} - T_{\text{с}_2}}\frac{b^2_{T_{\text{кр}}}}{2\Psi_T}\left(\sqrt{\frac{4\Psi_T}{\frac{T_{\text{с}2} - T_{\text{охл}}}{T^*_{\text{г}\infty} - T_{\text{с}_2}}b_{T_{\text{кр}}}} + 1} - 1\right). \quad (5.120)$$

Относительный закон теплообмена при учете неизотермичности и вдува определим по формуле

$$\Psi = \Psi_t\Psi_{\text{вд}} = \Psi_t\left(1 - \frac{b_T}{b_{\text{кр}}}\right)^2. \quad (5.121)$$

Для дозвукового течения на проницаемой стенке интегрирование интегрального соотношения энергии, представляемого при $c_{p_{\text{вд}}}$ и $c_{p_{\text{г}}}$ в виде

$$\frac{d\text{Re}^{**}_T}{d\overline{x}} + \frac{\text{Re}^{**}_T}{\Delta T}\frac{d(\Delta T)}{d\overline{x}} = \text{Re}_L\text{St}_0(\Psi + b_T),$$

приводит к расчетной зависимости для Re^{**}_T при постоянных значениях b_T и $T_{\text{с}}$

$$\text{Re}^{**}_T = \overline{u}^K_\infty\left\{\frac{1+m}{2}B\text{Re}_{\infty\text{с}_1}(\Psi + b_T)\times\right.$$
$$\left.\times\int\limits_{\overline{x}_0}^{\overline{x}}\overline{u}_\infty^{1+(1+m)K}d\overline{x} + (\text{Re}^{**}_{\text{с}}\overline{u}^K_\infty)^{1+m}_{\overline{x}_0}\right\}^{\frac{1}{1+m}}, \quad (5.122)$$

где $\mathrm{Re}_c^{**} = \dfrac{\rho_\infty u_\infty \delta_T^{**}}{\mu_c}$; $\mathrm{Re}_L = \dfrac{\rho_\infty u_\infty L}{\mu_c}$; $\overline{u}_\infty = \dfrac{u_\infty}{u_{\infty 1}}$; $K = 1 + H$; H — формпараметр.

Локальное значение коэффициента теплообмена St определим по формуле

$$\mathrm{St} = \Psi_t \left(1 - \frac{b_T}{b_{\text{кр}}}\right)^2 \mathrm{St}_0. \tag{5.123}$$

5.3. Теплоотдача к элементам корпуса турбомашины

Прочность и надежность турбины могут быть обеспечены, если учтены особенности теплоотдачи не только к профильным частям сопловых лопаток, но и к остальным поверхностям корпуса. Расчет теплообмена на этих поверхностях и определение теплового состояния элементов корпуса являются обязательным этапом конструирования турбомашины.

5.3.1. Схемы охлаждения корпуса

Детали корпуса газовой турбины: полки сопловых лопаток, сегменты, обоймы и кольца, образующие проточную часть и омываемые рабочим телом, — воспринимают тепловые потоки от газа и передают их конвекцией охлаждающей среде (обычно воздуху) и теплопроводностью контактирующим с ними участкам силового корпуса. Охлаждение корпуса должно обеспечить снижение температуры его деталей до уровня, при котором достигается необходимая прочность материалов в течение заданного срока службы. Кроме того, благодаря охлаждению поверхностей должны поддерживаться определенные (обусловленные требованиями надежности и экономичности работы) радиальные и осевые зазоры между деталями корпуса и ротора на всех режимах работы. Охлаждение должно обеспечивать достаточно равномерное температурное поле корпусов, особенно в окружном направлении в конкретном сечении. При этом не должны возникать местные перегревы, деформации и повреждения корпуса. Температура наружной поверхности корпуса должна быть приемлемой по условиям эксплуатации ГТД.

Схемы охлаждения корпусов, т.е. распределение расхода охлаждающего воздуха между элементами, организация процесса теплоотдачи от элемента охладителю и отвода охладителя из корпуса, от-

личаются большим разнообразием. Наиболее простой схемой является обдув наружной поверхности корпуса (рис. 5.45, *а*). В этом случае охлаждающий воздух *1*, подаваемый вентилятором и отбираемый от одной из первых ступеней компрессора или поступающий под действием скоростного напора при полете самолета, поступает в кольцевой зазор *2* между силовым корпусом *3* (или деталями, образующими проточную часть) и тонкостенным экраном *4*. При этом затраты мощности малы, однако интенсивность отвода теплоты от внутренних поверхностей корпуса низкая. Такое охлаждение применяют для низкотемпературных двигателей, например, для охлаждения авиационных двигателей ВК-1, АИ-20, АИ-20К и стационарных установок ГТУ-50-800 Харьковского турбинного завода (ХТЗ), и оно обеспечивает понижение температуры поверхностей деталей проточной части по отношению к температуре газа в турбине на 200...300 К в двигателе ВК-1 и на 450...550 К в двигателе АИ-20.

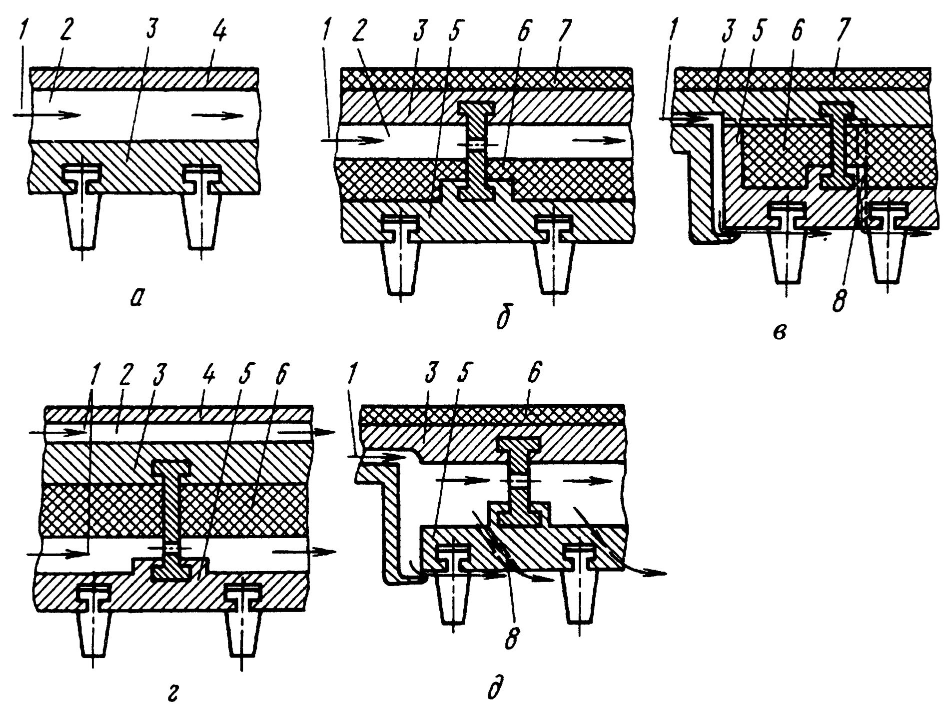


Рис. 5.45. Схемы охлаждения корпусов газовых турбин:
1 – охлаждающий воздух; *2* – кольцевой зазор; *3* – силовой корпус; *4* – тонкостенный экран; *5* – деталь внутреннего корпуса; *6* и *7* – тепловая изоляция; *8* – отверстия для подвода воздуха

Рассмотренная схема охлаждения иногда дополняется установкой внутренней тепловой изоляции между двумя стенками силового корпуса (рис. 5.45, *б*). Если температура газа в турбине невысокая, то для уменьшения теплоотвода от него охлаждающий воздух подают в зазор между тепловой изоляцией *6*, покрывающей наружные поверхности деталей *5*, и внутренней поверхностью силового корпуса, покрытой внешней теплоизоляцией *7*. Такая схема охлаждения применяется в стационарных установках ГТ-700-5, ГТ-750-6 и ГТК-10-3 Невского машиностроительного завода. В установке ГТ-700-5 температура обоймы, на которой закреплялись детали проточной части, снижалась на 175...200 К. Во всех установках была получена достаточная равномерность распределения температуры охлаждаемых деталей и в окружном, и в радиальном направлениях.

Для более интенсивного отвода теплоты от деталей проточной части тепловую изоляцию *6* можно не вводить, а корпус покрывать изоляцией не только снаружи, но и внутри. По такой схеме было выполнено охлаждение корпуса установки ГТУ-4-750 Калужского турбинного завода. Оно обеспечило снижение температуры наружных поверхностей полуколец, образующих проточную часть первой ступени турбины, на 500...550 К по отношению к температуре газа в проточной части этой ступени.

Для значительного уменьшения тепловых потоков в корпус применяют заградительное (пленочное) охлаждение (рис. 5.45, *в*), при котором на защищаемой поверхности корпуса создается пелена относительно холодного воздуха. Для создания пелены вдоль поверхности со значительной продольной протяженностью производят дополнительный подвод воздуха через щели или отверстия *8*, расположенные ниже по потоку, за первой щелью или первым рядом отверстий.

На практике применяют комбинированные схемы охлаждения. Например, осуществляют продувку воздуха через зазор (рис. 5.45, *г*) между силовым корпусом и тонкостенным экраном, как и в рассмотренной схеме (см. рис. 5.45, *а*), и, кроме того, воздух подают в полость между внутренней поверхностью силового корпуса или покрывающей ее тепловой изоляцией и наружными поверхностями деталей проточной части. Конвективное охлаждение корпуса часто дополняют пленочным, как показано, например, на рис. 5.45, *д*. Такие системы охлаждения обеспечивают температуру наружного тонкостенного экрана в пределах 320...340 К при температуре силового корпуса 520...680 К.

Изучение закономерностей конвективного теплообмена при охлаждении корпусов связано с большими трудностями: поток газа в проточной части турбины имеет сложный пространственный характер, возможны местные отрывы пограничного слоя на охлаждаемых поверхностях и образование вихревого течения; гидродинамические условия по длине каждого из рассматриваемых участков переменны и могут изменяться при изменении режима течения; на теплообмен влияет нестационарность потока газа и т.д. Эти трудности приводят к тому, что основными методами исследования процессов конвективного переноса теплоты в газовых турбинах являются методы физического моделирования и теории подобия. По результатам опытов получают критериальные зависимости, используемые при расчетах процессов теплоотдачи и имеющие ограниченное применение, поскольку они пригодны лишь в пределах изменения независимых переменных в проведенных опытах.

Более эффективными являются методы, сочетающие теоретический анализ с экспериментом, позволяющие обобщить частные опытные зависимости, расширить пределы изменения независимых переменных и сократить объем экспериментальных исследований. Известен ряд приближенных решений задач конвективного теплообмена, основанных на теории гидродинамического и теплового пограничных слоев. Однако эти методы также ограничены, поскольку при их применении возникает проблема определения структуры пограничного слоя на охлаждаемых поверхностях, а обоснованной теории, позволяющей определять границу переходной области между ламинарным и турбулентным течением, не существует.

5.3.2. Торцевые поверхности межлопаточных каналов

На торцевых поверхностях межлопаточных каналов сопловых аппаратов (участки $I_п$ и $I_к$, рис. 5.46) существенное влияние на теплоотдачу оказывают продольные (вдоль оси турбины) и поперечные градиенты давления. Последние возникают из-за поворота потока. Они вызывают вторичные течения и интенсифицируют процесс теплоотдачи. Интенсификации теплоотдачи способствует взаимодействие пограничных слоев на торцевой поверхности и на профильных частях лопаток. Вследствие интенсификации теплоотдачи коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{мл.к}$ от газа к торцевой поверхности межлопаточного канала существенно больше коэффициентов теплоотдачи к плоской пластине при прочих одинаковых условиях. Метода расчета теплоотдачи при указанном сложном пространственном течении в пограничном слое не существует.

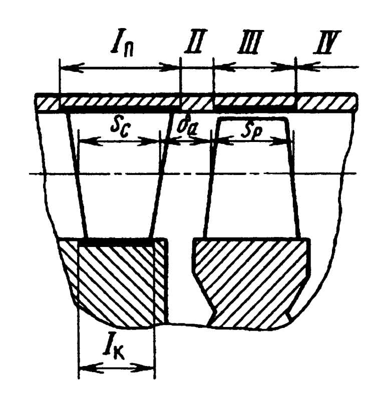


Рис. 5.46. Характерные участки поверхности корпуса турбины, соприкасающиеся с газом

Качественные исследования теплоотдачи к торцевым поверхностям каналов показали, что теплоотдача поверхности вблизи входной кромки со стороны спинки и со стороны вогнутой поверхности лопатки оказывается больше, чем на оси канала. Особенно значительна неравномерность теплоотдачи в зоне выходной кромки со стороны спинки профиля на расстоянии, приблизительно равном 1/3 длины хорды от выходной кромки. Числа St в этой области примерно на 1/3 превышают значения у входной кромки. Определено также, что тепловые потоки к внутренней поверхности межлопаточного канала более однородны, чем к наружной. Однако достаточно обоснованные количественные рекомендации по определению местных коэффициентов $\alpha_{мл.к}$ отсутствуют, поэтому в расчетах ограничиваются определением значений, средних по всей торцевой поверхности межпрофильного канала.

Проведенные в ЦКТИ эксперименты по определению средних коэффициентов теплоотдачи на торцевой стенке межпрофильного канала для трех типов профилей при разных углах натекания и относительных шагах обобщены следующими расчетными зависимостями для определения средних по поверхности значений чисел Nu_{I}:

при $\mathrm{Re}_{\mathrm{I}} < 6 \cdot 10^4$ $\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{I}} = k_{лi} \mathrm{Re}_{\mathrm{I}}^{0,5}$,

при $\mathrm{Re}_{\mathrm{I}} > 10^5$ $\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{I}} = k_{тi} \mathrm{Re}_{\mathrm{I}}^{0,8}$.

В промежуточной области $6 \cdot 10^4 < \mathrm{Re}_{\mathrm{I}} < 10^5$ числа $\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{I}}$ резко возрастают при увеличении Re_{I}. В этих формулах характерным размером является длина обвода профиля, деленная на π, определяющими скоростью и температурой — скорость и температура при входе в решетку. Коэффициенты $k_{лi}$ и $k_{тi}$ зависят от продольных и поперечных градиентов давления и характера их изменения вдоль

межпрофильного канала. Влияние градиентов давления приближенно выражают комплексным параметром

$$J = \int_0^1 [\Delta\overline{w}^2/(w_2/w_1)^2]\,dx = \int_0^1 (\Delta w^2/w_2^2)\,dx,$$

где $\Delta w^2 = (w_{i\text{сп}}/w_1)^2 - (w_{i\text{в.п}}/w_i)^2$ — разность квадратов относительных значений скоростей; w_1 — скорость при входе в решетку; x — криволинейная координата, отсчитываемая по средней линии межпрофильного канала.

Параметр J представляет собой среднеинтегральное по длине канала отношение разности квадратов $\Delta\overline{w}^2 = w_{i\text{сп}}^2 - w_{i\text{в.п}}^2$ локальных скоростей в сходственных точках на спинке $w_{i\text{сп}}$ и на вогнутой стороне профиля $w_{i\text{в.п}}$ к скорости при выходе из решетки w_2. Значения w_i определяют по найденному заранее расчетному или экспериментальному распределению скоростей вдоль обвода профиля. За сходственные точки принимают точки касания вписанных в межпрофильный канал окружностей. Их число определяется характером эпюры скоростей и тем меньше, чем более равномерным является распределение скоростей вдоль обвода профиля. Выбор и нумерацию сходственных точек начинают с выпуклой стороны профиля.

Зависимости коэффициентов $k_{\text{л}i}$ и $k_{\text{т}i}$ от параметра J описывают с точностью ± 20 % соотношениями: $k_{\text{л}i} = 1{,}95/J$; $k_{\text{т}i} = 0{,}11/J^{1,6}$. При $J > 2{,}4$ коэффициенты $k_{\text{л}i}$ и $k_{\text{т}i}$ равны соответствующим значениям для безградиентного обтекания пластины: $k_{\text{л}i} = 0{,}443$; $k_{\text{т}i} = 0{,}032$. Формулы для $\overline{\text{Nu}}_{\text{I}}$ справедливы в диапазоне чисел $\text{Re}_{\text{I}} = (0{,}3\ldots4{,}5)\cdot10^5$, чисел Маха $\text{M} = 0{,}6\ldots0{,}4$ и значений температурного фактора (отношения температуры стенки $T_\text{с}$ к температуре газа $T_\text{г}$) $\varphi = T_\text{с}/T_\text{г} = 0{,}54\ldots0{,}90$. Для применения этих формул необходимо рассчитывать распределение скоростей (давлений) по профилю лопатки.

Для расчетов теплоотдачи к торцевой стенке межпрофильного канала в диапазоне чисел $\text{Re}_{\text{I}} = (1{,}4\ldots6{,}0)\cdot10^5$ в ряде случаев можно применять эмпирическую формулу ИТТФ:

$$\text{Nu}_{\text{I}} = (0{,}032 + 0{,}014\beta/100)(t/b)^{-0,175}\text{Re}_{\text{I}}^{0,8},$$

где β — угол поворота потока в канале; t — шаг решетки; b — хорда профиля.

Числа Nu_{I} и Re_{I} определяют по хорде профиля, скорости при входе в решетку w_1 и физическим константам, отнесенным к усредненной по каналу температуре потока. Эта формула применима в довольно узком диапазоне геометрических характеристик решеток профилей.

Более общие зависимости для расчета теплоотдачи к торцевым поверхностям межпрофильных каналов получены в КАИ по результатам экспериментов, проведенных на решетках с малой ($\tau = 0{,}1 \ldots 0{,}2$) степенью реактивности, характерной для корневых сечений турбинных ступеней:

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{I}} = 0{,}032(1 + 0{,}7 S_{\mathrm{г}}^{-0{,}54})\mathrm{Re}_{\mathrm{I}}^{0{,}8}.$$

Физические параметры (теплопроводность λ в критерии $\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{I}}$ и кинематическая вязкость ν в критерии Re_{I}) определяют по температуре газа при выходе из решетки; за характерный линейный размер принята хорда профиля. Коэффициент $S_{\mathrm{г}}$ приближенно учитывает влияние основных параметров решетки на теплообмен (см. формулу (5.54)).

Предложена также менее точная ($\pm 13\,\%$), но более универсальная формула, обобщающая многочисленные опыты на решетках активного и реактивного типов (при $S_{\mathrm{г}} = 1{,}3 \ldots 5{,}5$):

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{I}} = 0{,}065 \mathrm{Re}_{\mathrm{ср}}^{0{,}8} S_{\mathrm{г}}^{-0{,}54},$$

где $\mathrm{Re}_{\mathrm{ср}} = 0{,}5(\mathrm{Re}_1 + \mathrm{Re}_2)$; Re_1 и Re_2 — числа Рейнольдса, определенные по параметрам потока соответственно при входе в решетку и выходе из нее.

В другом критериальном уравнении

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{I}} = 0{,}03 \mathrm{Re}_{\mathrm{I}}^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}4}$$

за определяющую температуру принята температура изоэнтропного заторможенного потока в направляющем аппарате компрессора (эксперименты проведены на осевых компрессорах), а за определяющий размер — эквивалентный диаметр $d_э = 4\mathrm{А}/\Pi$ (А — среднеарифметическая кольцевая площадь при входе и выходе из аппарата, П — периметр по среднему диаметру кольца).

5.3.3. Корпус турбины в зоне осевого зазора

В осевом зазоре между аппаратом и рабочим колесом (рис. 5.46, участок II) на структуру потока и теплоотдачу существенное влияние оказывают основное расходное течение газа и закрутка потока при выходе из соплового аппарата. Течение газа происходит в поле действия массовых инерционных сил, так как внутренняя поверхность проточной части на границе осевого зазора вращается. В результате действия сил инерции в пограничном слое на основное расходное течение рабочего тела накладывается вторичное вихревое движение.

При обобщении опытных данных в КАИ предложено учитывать указанные явления в критериальном уравнении дополнительным параметром $\mathrm{ctg}\,\alpha_{1\text{п}}$ ($\alpha_{1\text{п}}$ — угол закрутки потока на периферии проточной части ступени). С уменьшением угла $\alpha_{1\text{п}}$ при прочих равных условиях закрутка увеличивается, и вместе с этим растет интенсивность теплоотдачи.

В результате опытов в КАИ получена критериальная зависимость для расчета коэффициентов теплоотдачи от газа корпусу в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом:

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{II}} = 0{,}032\mathrm{Re}_{\mathrm{II}a}^{0,8}(1 + 0{,}464\mathrm{ctg}^{\,0,8}\alpha_{1\text{п}}).$$

Число $\mathrm{Re}_{\mathrm{II}a}$ определяют по ширине δ_a осевого зазора и по температуре газа при выходе из соплового аппарата. Формула справедлива в диапазоне изменения $\mathrm{Re}_{\mathrm{II}a} = (0{,}2 \ldots 1{,}6)\cdot 10^5$ и угла $\alpha_{1\text{п}} = 17°30' \ldots 29°30'$; она получена в квазиизотермических условиях, поэтому влияние температурного фактора на теплоотдачу в ней не выявлено. Кроме того, не оценивалось влияние относительной шероховатости поверхности. Экстраполяция формулы до $\alpha_{1\text{п}} = 90°$ ($\mathrm{ctg}\,\alpha_{1\text{п}} = 0$) приводит к зависимости для теплоотдачи пластине при турбулентном режиме течения. При характерных для газовых турбин углах $\alpha_{1\text{п}}$ сомножитель в круглых скобках в формуле имеет значение существенно больше двух, поэтому интенсивность теплоотдачи к корпусу в осевом зазоре в 1,5—2 раза больше интенсивности теплоотдачи к пластине при турбулентном ее обтекании.

5.3.4. Корпус турбины в радиальном зазоре

В радиальном зазоре (см. рис. 5.46, участок III) происходит продольное (по оси турбины) и поперечное (в окружном направлении)

перетекание газа, проявляются периодическая нестационарность и повышенная турбулентность потока. Экспериментами, проведенными в КАИ на необандаженном рабочем колесе, обнаружено, что основное влияние на интенсивность средней по ширине рабочего колеса теплоотдачи к корпусу в радиальном зазоре оказывают число Re и значение относительного радиального зазора. Среднее значение числа Рейнольдса

$$\overline{\mathrm{Re}}_{\mathrm{III}} = 0{,}5(w_1 + w_2)b\overline{\rho}/\overline{\nu},$$

где w_1 и w_2 — скорости газа соответственно перед радиальным зазором и за ним; b — хорда рабочей лопатки; $\overline{\rho}$ и $\overline{\nu}$ — соответственно плотность и кинематическая вязкость газа.

Относительный радиальный зазор $\overline{\delta}_r = \delta_r/l_{\text{л}}$. Эксперименты, проведенные в диапазоне изменения $\overline{\mathrm{Re}}_{\mathrm{III}} = (1{,}0\ldots3{,}6)\cdot10^5$ и $\overline{\delta}_r = 1{,}6\ldots14{,}2\,\%$, показали, что с уменьшением $\overline{\delta}_r$ интенсивность теплоотдачи заметно возрастает. В наиболее важном для практики случае, когда относительный угол атаки в периферийном сечении $\overline{i}_{\text{п}} = i_{\text{п}}/\beta_{1\text{п}} = 0$, при необандаженном рабочем колесе теплоотдача в радиальном зазоре подсчитывается по уравнению

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{III}} = 0{,}052\overline{\mathrm{Re}}_{\mathrm{III}}^{0{,}8}[1 - 2(\overline{\delta}_r)^{0{,}8}].$$

Местные коэффициенты теплоотдачи могут значительно отличаться от среднего значения $\overline{\alpha}_{\mathrm{III}}$, полученного по значению $\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{III}}$. Наибольшее (в 1,5–1,8 раза) превышение местной теплоотдачи над средней наблюдается в непосредственной близости от входа потока в радиальный зазор. Это объясняется спецификой распределения давления по обводу профиля в периферийных сечениях рабочих лопаток.

Если лопатки имеют бандажные полки, то коэффициенты теплоотдачи в радиальном зазоре заметно снижаются. По данным КАИ, наличие гладкого (без лабиринтных гребешков) бандажа на рабочем колесе приводит к снижению интенсивности теплоотдачи примерно в 1,6 раза. Критериальное уравнение для этого случая имеет вид

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{III}} = 0{,}018\overline{\mathrm{Re}}_{\mathrm{III}}^{0{,}8}.$$

Это уравнение совпадает с классической критериальной зависимостью для расчета теплоотдачи к наружной стенке кольцевой

трубы, каким и является пространство между корпусом и обандаженным рабочим колесом. Для получения формулы в таком виде число $\overline{\mathrm{Re}}_{\mathrm{III}}$ определялось по скорости

$$\overline{w} = 0{,}5(w_{1з} + w_{2з}),$$

где $w_{1з} = w_{1п}$ — скорость газа при входе в радиальный зазор; $w_{2з} = \xi\sqrt{w_{2aз}^2 + w_{2uз}^2}$; $\xi = 0{,}7\ldots0{,}8$ — коэффициент потери скорости; $w_{2aз} = \sqrt{w_{1a}^2 + 2L_{\text{ад.з}}}$; w_{1a} — осевая составляющая скорости w_1; $L_{\text{ад.з}}$ — адиабатный перепад в радиальном зазоре; $w_{2uз} = w_{1u} + 0{,}5(u_б - w_{1u})$; w_{1u} — окружная составляющая скорости; $u_б$ — окружная скорость бандажа.

5.3.5. Корпус турбины за рабочим колесом

Теплоотдача к корпусу турбины за рабочим колесом (см. рис. 5.46, участок IV) зависит, в частности, от угла $\alpha_{2п}$ выхода потока из ступени. При отклонении потока от осевого направления, т.е. с увеличением его закрутки (уменьшением $\alpha_{2п}$), теплоотдача интенсифицируется. При определении интенсивности теплоотдачи (выраженной значением числа St) корпусу за рабочим колесом в КАИ предложено сравнивать ее с теплоотдачей (St_0) к гладкой пластине при установившемся обтекании плоскопараллельным турбулентным потоком с помощью поправочного множителя $\varepsilon = \mathrm{St}/\mathrm{St}_0 = 1{,}2 + 2{,}3\,\mathrm{ctg}^{0,8}\alpha_{2п}$, учитывающего сжимаемость, неизотермичность потока, закономерности подвода теплоты.

Местные коэффициенты теплоотдачи на участках корпуса турбины за рабочим колесом определяют по зависимости

$$\mathrm{St} = 0{,}039\mathrm{Re}_x^{-0,2}(1 + 1{,}92\,\mathrm{ctg}^{0,8}\alpha_{2п})^{0,8}.$$

Значения чисел St находят по местным коэффициентам теплоотдачи α_x и параметрам в ядре потока T_2, ρ_2 и w_2:

$$\mathrm{St}_x = \alpha_x/(\rho_2 w_{2a} c_{p2}),$$

где ρ_2 и w_{2a} — плотность и осевая скорость за рабочим колесом; c_{p2} — истинная теплоемкость при температуре в ядре потока.

Числа Re_x связаны местными числами $\mathrm{Re}_\text{т}^{**}$, определяемыми по толщине потери энергии $\delta_\text{т}^{**}$ в тепловом пограничном слое по зависимости $\mathrm{Re}_\text{т}^{**} = 0{,}062(\varepsilon \mathrm{Re}_x)^{0{,}8}$ при условии, что число $\mathrm{Pr} = 0{,}7$. Местные числа $\mathrm{Re}_\text{т}^{**}$ находят из соотношения

$$\mathrm{Re}_\text{т}^{**} = \alpha_x x/(c_{p2}\mu_2),$$

где x — координата от начала участка до места определения коэффициента теплоотдачи к корпусу.

Критериальная зависимость для St справедлива при $\mathrm{Re}_\text{т}^{**} = (0{,}06\ldots3{,}6)\cdot10^3$ и $\mathrm{ctg}\,\alpha_{2\text{п}} = 0\ldots1{,}732$.

При применении расчетных зависимостей для участков I–IV (см. рис. 5.46) следует иметь в виду, что все они получены в модельных условиях, не полностью отражающих условия работающих турбин, и могут рассматриваться как приближенные.

5.3.6. Стенка корпуса, противостоящая боковой поверхности ротора

Местный коэффициент теплоотдачи на произвольном радиусе r от торцевой стенки корпуса турбины, противостоящей боковой поверхности вращающегося ротора, в первом приближении можно вычислять по критериальному уравнению

$$\mathrm{Nu} = 0{,}011(\mathrm{Re}_\omega\varphi)^{0{,}8}(r/r_1)^m(r_1/s)^{0{,}2}, \qquad (5.124)$$

где $\mathrm{Re}_\omega = \omega r^2/\nu$.

Показатель степени m определяют в зависимости от относительной ширины зазора s/r_1 между ротором и корпусом (r_1 — наружный радиус диска). При увеличении s/r_1 от 0,011 до 0,038 показатель m резко возрастает от 0,47 до 0,75, после чего при увеличении s/r_1 до 0,067 остается постоянным и равен 0,75. Коэффициент φ в формуле характеризует изменение скорости вращения ядра потока в зависимости от направления течения среды в зазоре между диском и корпусом и от значения кинематического фактора $\chi_\text{к} = 2\pi r^2 s\omega\rho/G_\text{в}$, в свою очередь характеризующего скоростное поле в зазоре при наличии течения среды с расходом $G_\text{в}$. При течении от оси турбомашины к периферии при $s/r_1 = 0{,}02\ldots0{,}066$ и при увеличении параметра $1/\chi_\text{к}$ от 0 до 0,04 коэффициент φ убывает почти линейно от 1 до 0,43; при дальнейшем увеличении $1/\chi_\text{к}$ до 0,06 значение φ остается постоянным и равным 0,43. При течении среды в зазоре от периферии к

оси турбомашины коэффициент φ изменяется так, как показано в табл. 5.3. При этом предполагается, что предварительная закрутка потока отсутствует.

Таблица 5.3. **Значения коэффициента φ в уравнении (5.124) при течении потока от периферии к оси турбомашины**

$\bar{r} = r/r_1$	Значение $1/\chi_к$						
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06
0,73–1	1	1	1	1	1	1	1
0,70	1	1,01	1,02	1,03	1,035	1,04	1,05
0,65	1	1,03	1,06	1,09	1,11	1,13	1,15
0,60	1	1,07	1,13	1,19	1,23	1,28	1,32
0,55	1	1,11	1,21	1,31	1,38	1,46	1,51
0,50	1	1,15	1,29	1,42	1,52	1,61	1,68
0,45	1	1,205	1,38	1,53	1,655	1,76	–

В уравнении (5.124) определяющим размером является данный радиус, определяющей скоростью — окружная скорость диска на этом радиусе, определяющей температурой — температура воздуха в зазоре. Удельный тепловой поток, передаваемый от стенки корпуса к воздуху на каком-либо радиусе, рассчитывают по коэффициенту теплоотдачи, найденному по уравнению (5.124), и по разности температуры стенки корпуса и среднемассовой температуры среды в зазоре на этом радиусе. Уравнение (5.124) справедливо в следующих диапазонах изменения геометрических и режимных параметров: $s/r_1 = 0{,}01125 \ldots 0{,}067$; $r_0/r_1 = 0{,}385 \ldots 0{,}881$; $r/r_1 = 0{,}445 \ldots 0{,}935$; $\mathrm{Re}_\omega = 3{\cdot}10^5 \ldots 5{\cdot}10^6$.

5.4. Теплоотдача к элементам ротора турбомашины

При конструировании ротора турбины, как и при конструировании корпуса, определяют тепловое состояние не только рабочих лопаток, но и остальных элементов, для чего рассчитывают теплоотдачу к этим элементам.

5.4.1. Схемы охлаждения роторов

Задачей охлаждения деталей ротора, как и любого охлаждаемого элемента, является снижение температуры до уровня, обеспе-

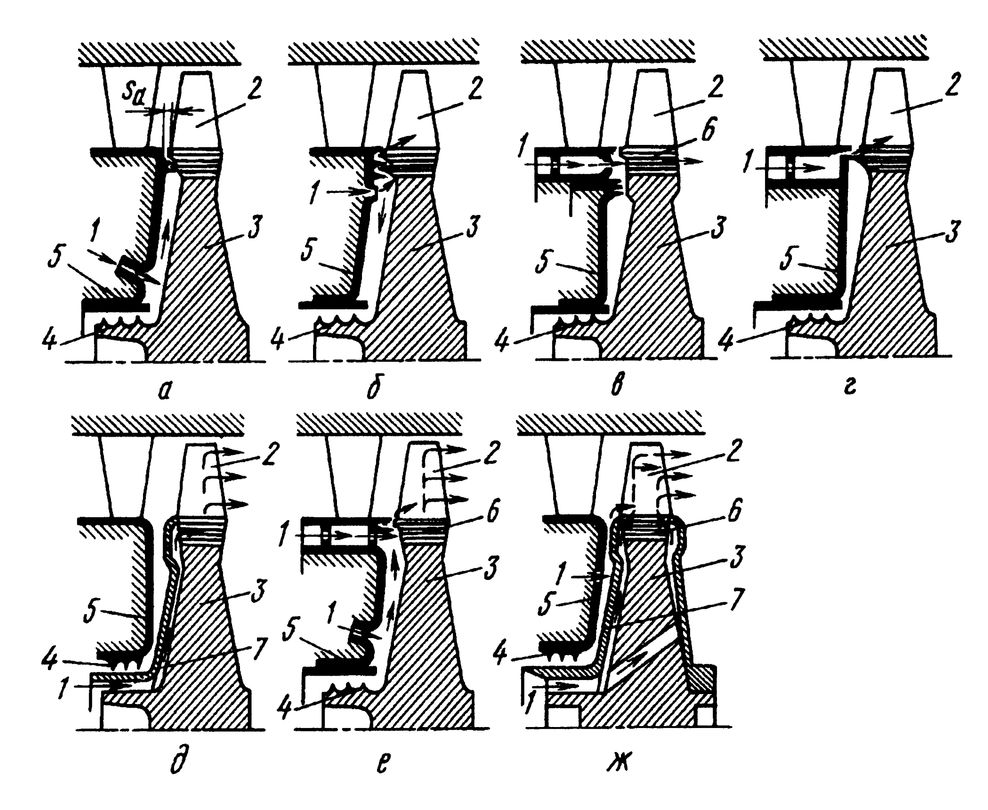


Рис. 5.47. Схемы охлаждения роторов газовых турбин:
1 – охлаждающий воздух; *2* – рабочая лопатка; *3* – диск; *4* – уплотнение; *5* – внутренний корпус; *6* – хвостовик рабочей лопатки; *7* – покрывной диск (дефлектор)

чивающего необходимую прочность материалов, из которых они изготовлены, в течение заданного срока службы. В большинстве современных газовых турбин с охлаждаемыми рабочими лопатками используют воздух для охлаждения дисков, после чего часть воздуха поступает в лопатки, а часть охлаждает другие элементы ротора и лопаток (полки лопаток, участки ротора и др.).

Для охлаждения роторов в основном применяют схемы конвективного и заградительного пленочного воздушного охлаждения и их комбинацию (рис. 5.47).

При наиболее простом способе охлаждения ротора — радиальном обдуве — воздух *1*, отбираемый из компрессора, подается в зазор между внутренним корпусом *5* и диском *3* турбины через отверстия или щели в корпусе с одной или двух сторон диска. При обдуве с двух сторон поле температур по толщине диска получается более равномерным. Торцевой зазор s_a может выполняться закрытым,

для чего между диском и корпусом устанавливают периферийное уплотнение (рис. 5.47, *а*), либо без уплотнения. Уплотнение препятствует подсосу горячего газа из проточной части в полость между диском и корпусом: при радиальном обдуве диска воздухом и наличии уплотнения подсос газа резко уменьшается даже при малых относительных расходах охлаждающего воздуха $g_{mo} \approx 0{,}005$.

Радиальный обдув ротора используют давно, например, в авиационных двигателях ВК-1, турбинах высокого давления установок ГТУ-4-750 и ГТУ-9-750 Калужского турбинного завода и в некоторых транспортных ГТУ. Применяют его и в настоящее время для охлаждения дисков последних ступеней высокотемпературных турбин и турбин, не требующих интенсивного охлаждения. В этих случаях при небольшом расходе охлаждающего воздуха достигается глубина охлаждения, достаточная для обеспечения работоспособности диска. Например, в двигателе ВК-1 при относительном расходе охлаждающего воздуха $g_{mo} \approx 0{,}001$ обеспечивалось снижение температуры диска до 820...870 К, т.е. на 200 К по сравнению с температурой газа в проточной части. Однако перепад температур по радиусу составлял примерно 350 К.

В ГТУ-9-750 перепад температур в диске первой ступени турбины высокого давления достигал всего около 100 К, а температура на наружном расчетном радиусе была примерно 630 К при температуре газа перед турбиной 1023 К; при этом обеспечивался ресурс установки 100 тыс. ч. Существенным недостатком такого способа охлаждения являются невысокие коэффициенты теплоотдачи у периферийной части диска с более высокой температурой материала.

Струйный обдув периферийных частей дисков (рис. 5.47, *б*) позволяет обеспечивать высокие коэффициенты теплоотдачи в наиболее нагретой зоне диска. Обдув осуществляется через систему отверстий или сопл, расположенных равномерно по окружности. Оси отверстий или сопл иногда направлены по нормали к поверхности обдуваемого диска, однако целесообразнее направлять их под углом к поверхности, наклоняя к оси в сторону вращения ротора. При этом удается несколько снизить температуру торможения воздуха, попадающего на диск, увеличив тем самым его хладоресурс и уменьшив расход.

Недостатком струйного охлаждения является возможность проникновения газа из проточной части в зазор между корпусом и ротором, если струи не перекрывают всей площади зазора. Для устранения этого недостатка, как и при радиальном обдуве, применяют

лабиринтное уплотнение зазора и увеличивают число струй (осуществляя даже кольцевой подвод воздуха). Однако при этом ухудшается вентиляция полости между корпусом и ротором и повышается температура у ступицы диска.

Охлаждение периферийных частей дисков путем струйного обдува применялось в сравнительно низкотемпературных ГТУ для выравнивания полей температур дисков по радиусу и позволяло применять материалы для дисков, имеющие невысокую стоимость. Например, в роторе турбины установки ГТУ-700-5 НЗЛ, предназначенной для компрессорных станций газопроводов, при относительном расходе воздуха $g_{mo} \approx 0{,}0125$ струйное охлаждение воздухом температурой 520 К через 16 отверстий диаметром 6 мм обеспечивало при температуре газа при входе в турбину 973 К максимальную температуру обода диска первой ступени 830 ... 850 К и температуру центральной части примерно 700 К. Ресурс ГТУ составлял при этом 100 тыс. ч.

Продувку воздуха через монтажные зазоры или отверстия в замковых соединениях и под полками рабочих лопаток и дисков или барабанов (рис. 5.47, *в*) применяют главным образом для обеспечения приемлемой температуры периферийных частей ротора, для уменьшения неравномерности распределения температуры по радиусу, а также для некоторого снижения температуры корневых сечений рабочих лопаток. Такое охлаждение принято в низкотемпературных ГТУ, в частности в стационарных установках ГТ-25-700-1 и ГТ-100-750 ЛМЗ. В ГТ-100-750 таким способом охлаждают три ступени турбины высокого давления и пять ступеней турбины низкого давления. Этот способ охлаждения достаточно эффективен. Например, в турбине установки ГТ-25-700-1 при относительном расходе воздуха $g_{mo} \approx 0{,}024$ температура ротора снижалась до 590 ... 630 К, и ротор изготовляли из стали перлитного класса, тем не менее он имел ресурс 100 тыс. ч при начальной температуре газа 973 К.

Особенностью схем, данных на рис. 5.47, *д, ж*, является подвод воздуха в зазор между диском *3* и вращающимся вместе с ним покрывным диском *7* (дефлектором) с одной или двух сторон диска *3*. При этом обеспечивается надежное уплотнение полости между диском и дефлектором от утечек охлаждающего воздуха. Такая схема существенно усложняет конструкцию и утяжеляет ротор из-за наличия дополнительных дисков. Охлаждение по схеме на рис. 5.47, *д*

применялось в авиационных двигателях, например во второй ступени турбины двигателя РД-3М; в стационарных установках, например в ГТ-6-750 Научно-производственного объединения "Уральский турбомоторный завод" и ГТУ-50-800 ХТЗ; в транспортных ГТУ, например в турбине локомотивного двигателя Коломенского тепловозостроительного завода.

Более эффективным является струйно-радиальное охлаждение, при котором осуществляется струйный обдув периферийных частей диска и радиальный обдув полости между ротором и корпусом при подводе воздуха на радиусе вблизи ступицы (рис. 5.47, *е*). Для повышения эффективности охлаждения предусматривают уплотнение осевого зазора. Такое охлаждение применялось в авиационных двигателях АИ-20К, в стационарных ГТУ (например, в турбинах высокого давления установок ГТ-700-6 и ГТ-10-3) и транспортных ГТД.

При заградительном (пленочном) охлаждении ротора (рис. 5.47, *г*) пленка относительно холодного воздуха позволяет существенно снизить температуру ротора, однако для обеспечения ее устойчивости на всем протяжении ротора требуется подвод воздуха в нескольких сечениях по длине проточной части. Поэтому эффективность такого охлаждения роторов оказывается низкой.

5.4.2. Торцевые поверхности ротора

К торцевым поверхностям роторов относятся боковые поверхности дисков и барабанов, охлаждаемые радиальным (осерадиальным) потоком или струями воздуха, а также комбинированием струйного и струйно-радиального обтекания поверхностей (см. рис. 5.47).

Теоретические методы расчета теплоотдачи на боковых поверхностях дисков и барабанов основаны либо на предварительном определении температурного поля охлаждающего воздуха (изменения его температуры по радиусу, координаты вдоль зазора и угловой координаты), либо на теории теплообмена. Приближенное решение задачи в первом случае найдено при ряде существенных упрощающих допущений: течение ламинарное, жидкость несжимаемая, ее физические константы не зависят от температуры, течение между диском и корпусом осесимметричное (не зависящее от угловой координаты). При применении теории теплообмена приходится задаваться профилем скоростей в пограничном слое, поэтому получаемые решения должны подтверждаться опытом. Известны также другие методы

решений, которые позволяют находить удельные тепловые потоки, проходящие через элемент поверхности диска, из интегральных соотношений для теплового пограничного слоя.

Для определения коэффициентов теплоотдачи на торцевых поверхностях роторов в основном применяют опытные критериальные зависимости, полученные для способов охлаждения, показанных на рис. 5.47.

Если в зазор между корпусом и диском охлаждающий воздух не подают, то местные коэффициенты теплоотдачи на поверхности диска можно найти из уравнения

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0118(n + 2{,}6)^{0{,}2}\mathrm{Re}_\omega^{0{,}8},$$

где n — показатель степени в уравнении распределения температур по радиусу диска ($\Delta T = T_1 - T_2 = kr^n$); обычно $n = 2 \ldots 4$.

В этом уравнении определяющей температурой является температура среды в зазоре на данном радиусе. Число $\mathrm{Re}_\omega = \omega r^2/\nu$. Закономерности теплообмена различны для охлаждения дисков при радиальном подводе охлаждающей среды (рис. 5.48, *а*) и при струйном натекании (рис. 5.48, *б*).

Основными определяющими параметрами при теплообмене между диском и воздухом, текущим в радиальном направлении, являются угловая скорость ω диска, радиальный градиент температур в диске и воздухе, расход воздуха, его начальная закрутка и относительное значение осевого зазора $\bar{s} = s/r$. Для расчета теплоотдачи

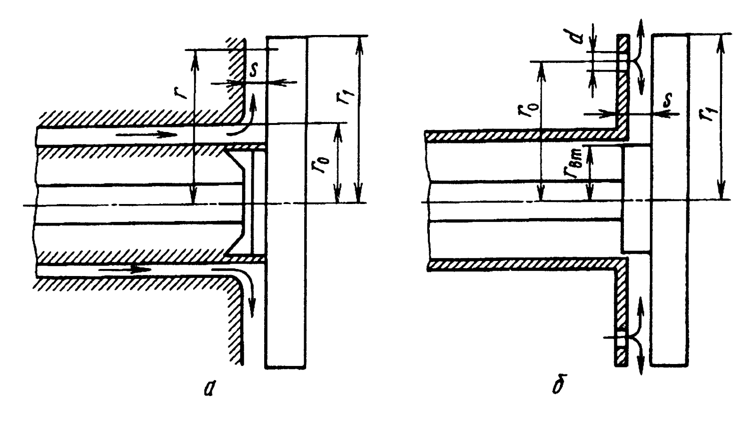


Рис. 5.48. Расчетная схема течения воздуха при различном обдуве диска:
а – радиальном; *б* – струйном

от диска к воздуху применяют несколько критериальных зависимостей. Это объясняется разнообразием геометрических и режимных параметров, при которых выполнялись опыты, различием способов измерения тепловых потоков.

Расчет местных коэффициентов теплоотдачи α по радиусу диска при несомкнувшихся пограничных слоях на диске и корпусе можно выполнить по уравнению

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0235(1-\overline{u}_\varphi)^{0{,}75}(1+a^2)^{3/8}\mathrm{Re}^{0{,}8}, \qquad (5.125)$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha r/\lambda$ и $\mathrm{Re} = \omega r^2/\nu$ подсчитывают по температуре воздуха T_s в середине осевого зазора на некотором радиусе r; $\overline{u}_\varphi = u_{\varphi 0}/(r\omega)$ — местная относительная закрутка потока; $u_{\varphi 0}$ — окружная составляющая скорости потока в середине осевого зазора s на радиусе r; $a = 0{,}25 + f/\overline{r}^2(1-\overline{u}_\varphi)$; $\overline{r} = r/r_0$; r_0 — радиус подвода охлаждающего воздуха; $f = \overline{r}_1^2/\chi_{\text{к}1}$; $\overline{r}_1 = r_1/r_0$; $\chi_{\text{к}1} = \omega r_1/w_{r1} = 2\pi r_1^2 s\omega\rho/G_{\text{в}}$; w_{r1} — среднерасходная радиальная составляющая скорости воздуха на конечном радиусе r_1 диска; $G_{\text{в}}$ — секундный расход охлаждающего воздуха плотностью ρ.

Уравнение (5.125) справедливо в пределах $\mathrm{Re} = 9{\cdot}10^4 \ldots 1{,}2{\cdot}10^6$; $\chi_{\text{к}1} = 2{,}5\ldots 212$; $\overline{r}_1 = 2{,}7$; $s/r_1 = 0{,}0267\ldots 0{,}107$; $a = 0{,}26\ldots 1{,}61$. Местную относительную закрутку потока $\overline{u}_\varphi$ вычисляют путем численного интегрирования дифференциального уравнения

$$\frac{d(\overline{r}^2\overline{u}_\varphi)}{d\overline{r}} = \beta\overline{r}^{3{,}6}\left[(1-\overline{u}_\varphi)^{7/4}(1+a^2)^{3/8} - \overline{u}_\varphi^{7/4}(1+a_s^2)^{3/8}\right],$$

где $\beta = 0{,}0265\chi_{\text{к}1}\mathrm{Re}_1^{-0{,}2}(r_0/r_1)^{2{,}6}(r_1/s)$; $\mathrm{Re}_1 = \omega r_1^2/\nu$ определяют по окружной скорости диска на радиусе r_1; $a_s = -0{,}25 + f/(\overline{r}^2\overline{u}_\varphi)$.

В опытах эти параметры изменяли в следующих пределах: $\beta = 0{,}014\ldots 0{,}48$; $\mathrm{Re}_1 = 2{,}8{\cdot}10^5\ldots 2{\cdot}10^6$.

При радиальном обдуве диска в случае малых осевых зазоров s и расходов охлаждающего воздуха (или чисел Re) пограничные слои на диске и корпусе смыкаются. При этом критериальное уравнение для определения местных коэффициентов теплоотдачи от диска к воздуху имеет вид

$$\mathrm{Nu} = 0{,}022(1-\overline{u}_\varphi)^{0{,}75}\mathrm{Re}^{0{,}75}(s/r)^{0{,}25}.$$

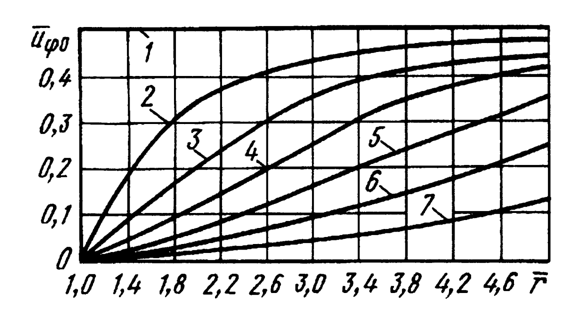


Рис. 5.49. Зависимость относительной закрутки $\overline{u}_{\varphi 0}$ потока в середине зазора от относительного радиуса $\overline{r}$ для различных параметров β при сомкнувшихся пограничных слоях:

1 – $\beta \to \infty$; *2* – $\beta = 0,5$; *3* – $\beta = 0,2$; *4* – $\beta = 0,1$; *5* – $\beta = 0,05$; *6* – $\beta = 0,025$; *7* – $\beta = 0,01$

Относительную закрутку воздуха в зазоре определяют путем численного интегрирования дифференциального уравнения

$$\frac{d(\overline{r}^2\overline{u}_\varphi)}{d\overline{r}} = \beta\overline{r}^{\,3,75}\left[(1-\overline{u}_\varphi)^{7/4} - \overline{u}_\varphi^{7/4}\right],$$

где $\beta = 0{,}0268\chi_{\text{к}1}\mathrm{Re}_1^{-0,25}(r_0/r_1)^{11/4}(r_1/s)^{1,25}$.

В первом приближении относительную закрутку $\overline{u}_\varphi$ на данном радиусе r можно определить по формуле

$$\overline{u}_\varphi = \overline{u}_{\varphi 0}(\overline{r}) + \overline{u}_0 \exp\left[8\beta(1-\overline{r})^{11/4}/11\right]\Big/\overline{r}^2,$$

где $\overline{u}_{\varphi 0}(\overline{r})$ — закрутка на том же радиусе при начальном условии $\overline{u}_0 = 0$ (см. рис. 5.49); $\overline{u}_0$ — начальная закрутка потока на относительном радиусе $\overline{r} = r/r_0 = 1$.

Градиент температур по радиусу диска с радиальным обдувом учитывают формулы, полученные в ХПИ (ХТУ), для определения

местных чисел Nu

$$\mathrm{Nu} = (\sqrt{\alpha r_1}/\lambda)\cdot 0{,}123\mathrm{Re}^{0,8}\chi_{\text{к}0}^{-0,2}\overline{r}^{\,-0,4}[\delta_{\text{д}}\lambda_{\text{д}}/(r\lambda)]^{-0,2}, \qquad (5.126)$$

средних чисел Nu

$$\overline{\mathrm{Nu}} = (\overline{\alpha} r_1/\lambda)\cdot 0{,}195\mathrm{Re}_1^{0,8}\chi_{\text{к}0}^{-0,2}\overline{r}_1^{\,-0,4}[\delta_{\text{д}}\lambda_{\text{д}}/(r_1\lambda)]^{-0,3}, \qquad (5.127)$$

где $\overline{\alpha}$ — средний по поверхности диска коэффициент теплоотдачи; $\chi_{\text{к}0} = \omega r_0/w_{r0}$; w_{r0} — радиальная скорость потока на радиусе r_0, на котором подводят охлаждающий воздух в зазор; $\overline{r} = r/r_0$; $\overline{r}_1 = r_1/r_0$; $\delta_{\text{д}}$ — толщина диска; $\lambda_{\text{д}}$ — теплопроводность материала диска.

Уравнения (5.126) и (5.127) получены при следующих значениях определяющих величин: $\overline{r} = 2{,}3\ldots3{,}0$; $\delta_{\text{д}}\lambda_{\text{д}}/(r\lambda) \leq 200\ldots300$; $\mathrm{Re} = (0{,}5\ldots3{,}5)\cdot10^6$. Формулы (5.126) и (5.127) дают близкие результаты в совпадающих диапазонах определяющих критериев.

Радиальное течение характерно для случаев подвода охлаждающего воздуха под покрывным диском (дефлектором), вращающимся вместе с основным диском, к рабочим лопаткам или к монтажным зазорам в замковых соединениях (см. рис. 5.47, *д–ж*). Теоретическое и экспериментальное исследования теплоотдачи от диска при таком течении выполнено в ХПИ. При квадратичном изменении температурного напора по радиусу диска, при аппроксимации профилей окружной и радиальной составляющих скорости в ламинарном пограничном слое кубическими параболами и при ряде других упрощающих предположений из интегрального соотношения для момента количества движения находят приведенную толщину пограничного слоя $\overline{\delta} = \delta\sqrt{\omega/\nu}$ и окружное напряжение τ_φ на поверхности диска. При использовании аналогии Рейнольдса и учете влияния числа Pr получены формулы для определения местной и средней теплоотдачи:

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Re}^{0,5}\varphi(\mathrm{Pr})F \quad \text{и} \quad \overline{\mathrm{Nu}} = \mathrm{Re}^{0,5}\varphi(\mathrm{Pr})\overline{F},$$

где $\varphi(\mathrm{Pr}) \approx \mathrm{Pr}^{0,43}$; $F = 1{,}5/\overline{\delta}$; $\overline{F} = 4J/\{[(1/\overline{r}_1)^2-1][(1/\overline{r}_1)^2+1-2\zeta_0]\}$;

$J = \int\limits_1^{\overline{\delta}} \overline{r}(\overline{r}^2 - \zeta_0)F\,d\overline{r}$; $\overline{r} = r/r_0$ — относительный радиус; $\overline{r}_1 = r_1/r_0$; $\zeta_0 = u_{\varphi0}/\omega$ — значение начальной закрутки потока; $\mathrm{Re} = \omega r^2/\nu$.

Обобщение этих результатов на случай произвольного изменения температурного напора по радиусу диска получено таким же методом в предположении, что закон теплообмена в виде связи между безразмерным местным коэффициентом теплоотдачи и числом Re, построенным по толщине потери энтальпии, консервативен по отношению к градиентам скорости и температуры. Обобщение дало такие результаты:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}707\mathrm{Re}^{0,5}\varphi(\mathrm{Pr})X \quad \text{и} \quad \overline{\mathrm{Nu}} = 1{,}141\mathrm{Re}^{0,5}\varphi(\mathrm{Pr})\overline{X},$$

где $X = FJ\Delta T/(\bar{r}^2 - \zeta_0)\left[\int\limits_1^{\bar{r}} FJ\bar{r}(\Delta T)^2 d\bar{r}\Big/(\bar{r}^2 - \zeta_0)\right]^{0,5}$; $\overline{X} = \left[\int\limits_1^{1/\bar{r}_1} FJ\bar{r}(\Delta T)^2 d\bar{r}\Big/(\bar{r}^2 - \zeta_0)\right]^{0,5}\Big/\int\limits_1^{1/\bar{r}_1}(\Delta T)\bar{r}\,d\bar{r}$; $\Delta T = T_{\text{д}} - T_{\text{во}}$ — температурный напор (разность температур диска и охлаждающего воздуха в зазоре на данном радиусе).

При турбулентном режиме течения в пограничном слое получено приближенное решение задачи. Для аппроксимации профилей окружной и радиальной составляющих скорости применен закон степени 1/7. Расчетные зависимости при произвольном изменении температурного напора ΔT имеют вид

$$\mathrm{Nu} = 0{,}024\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}^{0,6}(\Delta T)^{0,25} Y J_1^{0,25}\Big/(\bar{r}^2 - \zeta_0)^{0,25} \times \left[\int\limits_1^{\bar{r}} (\Delta T)^{1,25}\bar{r}^{1,6} Y J_1^{0,25} d\bar{r}\Big/(\bar{r}^2 - \zeta_0)^{0,25}\right]^{0,2};$$

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}03\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}^{0,6}\frac{\left[\int\limits_1^{1/\bar{r}_1} (\Delta T)^{1,25}\bar{r}^{1,6} Y J_1^{0,25} d\bar{r}\Big/(\bar{r} - \zeta_0)^{0,25}\right]}{\left[(1/\bar{r}_1)^{0,6}\int\limits_1^{1/\bar{r}_1}(\Delta T)\bar{r}\,d\bar{r}\right]},$$

где $J_1 = \int\limits_1^{\bar{r}} \bar{r}^{1,6}(\bar{r}^2 - \zeta_0) Y\, d\bar{r}$; Y — некоторая функция, зависящая от $\bar{r}$, $\chi_{\text{к}}$ и ζ_0.

Проверка полученных зависимостей опытным путем, проведенная при значении $\mathrm{Re} = 6{\cdot}10^3$, охватывающем как ламинарный, так и турбулентный режимы течения, показала, что приближенное решение задачи правильно отражает зависимость местных коэффициентов теплоотдачи от расхода воздуха и относительного радиуса.

При струйном натекании (см. рис. 5.48, *б*) охлаждающий воздух подается к боковым поверхностям ротора через отверстия в экране, расположенные обычно на одном и том же радиусе r_0, а также через сплошную и прерывистую кольцевые щели. Теоретическое определение коэффициента теплоотдачи в этом случае затруднено вследствие исключительной сложности характера течения в зазоре. Закономерности теплоотдачи различны при обдуве диска малым или большим числом струй, а также при обдуве его кольцевой струей.

В случае обдува малым числом струй ($i = 2 \ldots 8$), направленных по нормали к поверхности диска, для зоны, расположенной на радиусе обдува r_0 и выше него,

$$\mathrm{Nu}_{r_0} = a_1 \mathrm{Re}_{\text{стр}}^{0,8}[1 + b_1(u_{r_0}/w_0)^{0,8}], \tag{5.128}$$

где a_1 и b_1 — коэффициенты, определяемые по эмпирическим зависимостям: $a_1 = 0{,}054 i^{0,85}(d/r_0)\exp[-0{,}18(\Delta\bar{r} - 0{,}5)]$; $b_1 = 0{,}5(\Delta\bar{r} - 0{,}5)^{2,45}/i$; $\Delta\bar{r} = (r - r_0)/d$; r — текущий радиус; d — диаметр отверстий или сопл, через которые подводится воздух; u_{r_0} — окружная скорость диска на радиусе r_0; w_0 — среднерасходная скорость истечения струи воздуха из отверстий (сопл); $\mathrm{Nu}_{r_0} = \alpha d/\lambda$; $\mathrm{Re}_{\text{стр}} = w_0 d/\nu$.

Для зоны, расположенной ниже радиуса обдува r_0, величина u_{r_0}/w_0 не влияет на теплоотдачу, критериальная зависимость (5.128) упрощается и принимает вид

$$\mathrm{Nu} = a \mathrm{Re}_{\text{стр}}^{0,8},$$

где $a = 0{,}054 i^{0,85}(d/r_0)\exp[-0{,}18(\Delta\bar{r}_1 - 0{,}5)]$; $\Delta\bar{r}_1 = (r_0 - r)/d$.

Формулы для Nu_{r_0} и Nu справедливы при $\mathrm{Re}_{\text{стр}} = 2{,}5 \cdot 10^3 \ldots 2{,}3 \cdot 10^5$; $u/w_0 = 0{,}0037 \ldots 0{,}965$; $d/r_0 = 0{,}0193 \ldots 0{,}0386$; $d = 4 \ldots 8$ мм; $r_0 = 170$, 207 и 243 мм. Физические константы воздуха, входящие в критерии Nu и Re, определяют по температуре торможения воздуха при выходе из сопл.

При обдуве большим числом струй ($i = 30$ и 58), направленных по нормали к боковым поверхностям диска симметрично с двух его сторон, теплоотдачу определяют по формулам, полученным в КАИ. Формулы различны в зависимости от того, на каком радиусе подводят воздух. При подводе его вблизи оси справедлива зависимость

$$\mathrm{Nu} = c k_v^{-0,4} \mathrm{Re}_1^{0,8} + k_1 k_v^{0,16} \mathrm{Re}_{\text{стр}}^{0,66},$$

где $c = 0{,}046\bar{r}^{2,8}$; $\bar{r} = r/r_1$; $k_1 = 1{,}62\exp[-44{,}1(\bar{r} - 0{,}428)^2]$.

Параметр k_v характеризует отношение окружной u и среднерасходной w_r скоростей на радиусе подвода охлаждающего воздуха. Эта формула получена при $r_0/r_1 = 0{,}428$, $\bar{s} = 0{,}057$, $r/r_1 = 0{,}0204$ и справедлива при следующих значениях входящих в нее величин: $k_v = 1{,}76\ldots4{,}7$; $T_д/T_{охл} = 1{,}06\ldots1{,}09$; $\lambda_д/\lambda_{охл} = (6{,}2\ldots6{,}4)\cdot10^2$; местное число Re, подсчитанное на радиусе r по окружной скорости диска, $\mathrm{Re}_1 = \omega r^2/\nu = (3{,}68\ldots9{,}8)\cdot10^5$; число Re, подсчитанное по скорости истечения струи, $\mathrm{Re}_{стр} = (2{,}8\ldots5{,}1)\cdot10^4$. Физические параметры воздуха λ и ν определяют по температуре торможения охлаждающего воздуха при выходе из сопл.

При обдуве у периферии большим числом струй ($i = 58$), направленных так же, как отмечено выше, теплоотдачу от диска рассчитывают по критериальной зависимости

$$\mathrm{Nu} = (a + bk_v^{-1,4}\mathrm{Re}_{стр}^{-0,9})\mathrm{Re}_1^{0,8},$$

где $a = 0{,}01$; $b = 10^4\bar{r}^2\exp[-66(\bar{r} - 0{,}905)^2]$.

Эта формула справедлива при следующих значениях входящих в нее величин: $r_0/r_1 = 0{,}905$; $\lambda_д/\lambda_{охл} = (6{,}2\ldots6{,}4)\cdot10^2$; $\mathrm{Re}_{стр} = (2\ldots3{,}7)\cdot10^4$; $\bar{s} = 0{,}057$; $k_v = 7{,}9\ldots21$; $T_д/T_{охл} = 1{,}08\ldots1{,}1$; $\mathrm{Re}_1 = (3{,}7\ldots9{,}8)\cdot10^5$.

Обдув диска кольцевой струей можно рассматривать как предельный случай обдува большим числом струй. Расчет теплоотдачи при обдуве кольцевой струей выполняется для трех характерных зон диска.

1. Для зоны, расположенной выше радиуса обдува r_0,

$$\mathrm{Nu} = 0{,}22(\Delta r/h)^{-0,54}(r_0/r)^{0,2}[(r_0 - r_{вт})/\Delta r]^{0,2}\mathrm{Re}_{стр}^{0,8} + 0{,}022\exp[-37w/(\omega r)]\mathrm{Re}_д^{0,8},$$

где $\Delta r = r - r_0$; $2h$ — высота щели, через которую подается струя воздуха; $r_{вт}$ — радиус втулки; $\mathrm{Re}_{стр} = w_0\Delta r/\nu$; $w = w_0(\Delta r/h)^{-0,675}\times(r_0/r)^{0,5}[(r_0 - r_{вт})/r_0]^{0,25}$ — скорость, пропорциональная скорости истечения w_0 из сопл; $\mathrm{Re}_д = \omega r^2/\nu$.

Величины, определяющие теплоотдачу, изменялись в опытах в следующих пределах: $\mathrm{Re}_{стр} = 4\cdot10^4\ldots4{,}5\cdot10^6$; $\mathrm{Re}_д = 0\ldots10^6$; $\Delta r/h = 18\ldots148$; $r_0/r = 0{,}59\ldots0{,}84$; $(r_0 - r_{вт})/\Delta r = 0{,}33\ldots1{,}22$; $w/(\omega r) = 0\ldots\infty$ (на малом радиусе и при большой скорости w_0 истечения из сопл отношение $w/(\omega r) \to \infty$).

2. Для зоны на участке вблизи радиуса подачи воздуха $r \approx r_0$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}22[b/(2h)]^{-0{,}47}(s/h)^{-0{,}075}(2r_0/b)^{0{,}2}\mathrm{Re}_{\text{стр}}^{0{,}8} + 0{,}022\exp[-37w_1/(\omega r)]\mathrm{Re}_{\text{д}}^{1{,}8},$$

где b — ширина калориметра, посредством которого определялся тепловой поток (в экспериментах $b = 34$ мм); s — осевой зазор; $w_1 = w_0[b/(4h)]^{-0{,}585}(s/h)^{-0{,}0937}$.

Диапазоны значений параметров, влияющих на теплоотдачу, следующие: $\mathrm{Re}_{\text{стр}} = 2{,}7 \cdot 10^4 \ldots 3{,}2 \cdot 10^6$; $\mathrm{Re}_{\text{д}} = (0 \ldots 7{,}25) \cdot 10^5$; $0{,}5b/h = 8{,}6 \ldots 220$; $s/h = 4 \ldots 124$; $w_1/(\omega r) = 0 \ldots \infty$.

3. Для зоны, расположенной ниже радиуса обдува r_0,

$$\mathrm{Nu} = 0{,}4(r_0/r)^{0{,}4}(\Delta r/h)^{-1{,}15}(s/h)^{0{,}4}[(r_0 - r_{\text{вт}})/r](r/\Delta r)^{0{,}2}\mathrm{Re}_{\text{стр}}^{0{,}8} + 0{,}022\exp[-460w_2/(\omega r)]\mathrm{Re}_{\text{д}}^{0{,}8},$$

где $w_2 = w_0(\Delta r/h)^{-1{,}44}(r_0/r)^{0{,}5}(s/h)^{0{,}5}[(r_0 - r_{\text{вт}})/r]^{1{,}25}$.

Эта зависимость справедлива при следующем изменении значений, входящих в нее параметров: $\mathrm{Re}_{\text{стр}} = 3{,}3 \cdot 10^4 \ldots 3{,}9 \cdot 10^6$; $\mathrm{Re}_{\text{д}} = 0 \ldots 10^6$; $\Delta r/h = 18{,}5 \ldots 148$; $s/h = 14 \ldots 124$; $r_0/r_1 = 1{,}11 \ldots 1{,}59$; $(r_0 - r_{\text{вт}})/r = 0{,}56 \ldots 0{,}94$; $r/\Delta r = 1{,}7 \ldots 4{,}6$; $w_2/(\omega r) = 0 \ldots \infty$.

Сопоставление местных коэффициентов теплоотдачи по радиусу диска при обдуве малым ($i = 8$) и большим ($i = 58$) числом струй, а также кольцевой струей показывает, что при прочих одинаковых геометрических и режимных параметрах при всех вариантах обдува наблюдается наиболее интенсивная теплоотдача в зоне удара струй о поверхность диска. С ростом i теплоотдача в этой зоне возрастает, а сама зона перемещается в область бóльших значений $r/r_{\text{вт}}$. Отмечено также снижение интенсивности теплоотдачи в зоне ниже радиуса обдува, причем тем большее, чем больше число струй.

Исследования КАИ показали, что на местный коэффициент теплоотдачи при струйном обдуве вращающегося в кожухе диска из сопл, установленных под произвольным углом к его поверхности, оказывают влияние следующие семь определяющих параметров: число подобия Пекле $\mathrm{Pe} = w_0 d/a$ (w_0 — скорость истечения воздуха из сопл; d — диаметр сопла; a — температуропроводность); отношение скоростей $\overline{u} = u_\varphi/w_0 = 2\pi r_0 n/w_0$ (n — частота вращения ротора); относительный радиус $\overline{r} = r/r_0$; количество сопл i; угол установки сопл β ($\beta = 0$, если вектор скорости совпадает по направлению с

вектором окружной скорости u_φ, и $\beta = 180^\circ$, если их направления противоположны); относительный диаметр сопла $\overline{d} = d/r_0$; относительное расстояние $\overline{b}_с = b_с/d$ ($b_с$ — расстояние от среза сопла до поверхности диска, измеренное вдоль геометрической оси сопла). Опытами установлено, что расстояние $b_с$ не влияет на теплообмен при $\overline{b}_с \le 6$ для $\beta = 90^\circ$ и $\overline{b}_с \le 4$ для предельных углов $\beta = 45^\circ$; 135°. По результатам экспериментов получена расчетная формула для местной теплоотдачи

$$\mathrm{Nu} = 75{,}8 \cdot 10^{-4} k k_1 k_2 k_3 \overline{u}^{-0{,}75}(1 - 0{,}346\overline{u})\mathrm{Pe}.$$

Коэффициенты k, k_1, k_2 и k_3 зависят от определяющих параметров и различны для зон с радиусом $\overline{r} \le 1$ и $\overline{r} \ge 1$. Анализ зависимостей показал, что характер распределения местных значений Nu по радиусу диска зависит от параметров $\overline{u}$ и β, особенно при $\overline{r} \ge 1$; на средние значения $\overline{\mathrm{Nu}}$ существенное влияние оказывает угол β. При $\beta = 90^\circ$ с увеличением параметра $\overline{u}$ значение $\overline{\mathrm{Nu}}$ снижается; существует оптимальный угол β, при котором $\overline{\mathrm{Nu}}$ принимает максимальное значение.

При расчете теплообмена на торцевых участках ротора и статора необходимо знать температуру среды в осевом зазоре. При радиальном обдуве ротора без подсоса газа из проточной части в зазор (т.е. при наличии уплотнения у периферии диска) в кольцевой зоне, имеющей радиальную протяженность от радиуса r_0 подвода охлаждающего воздуха до наружного радиуса r_1 диска, температура среды в зазоре на радиусе r может быть определена методом последовательных приближений по уравнению

$$T_s = T_0 + 2\pi \left[\int_{r_0}^{r} \alpha_д (T_д - T_s) r\, dr + \int_{r_0}^{r} \alpha_к (T_к - T_s) r\, dr \right] \Big/ (G_{m\,рад} c_p), \qquad (5.129)$$

где T_0 — начальная температура охлаждающего воздуха; $\alpha_д$ и $\alpha_к$ — коэффициенты теплоотдачи к охлаждающей среде соответственно от диска и корпуса; $G_{m\,рад}$ — расход охлаждающего воздуха.

При струйно-радиальном обдуве, когда охлаждающий воздух подают через отверстия диаметром d на радиусе $r_с$ и через щель на радиусе r_0 ($r_0 < r_с$), формулой (5.129) можно пользоваться для определения температуры среды в зоне преимущественно радиального обдува. Эта кольцевая зона расположена между радиусами r_0 и $r_р = r_с-(10\ldots20)d$. Выше этой зоны между радиусами $r_р$ и r_1 расположена зона преимущественно струйного обдува. Непосредственно на радиусе $r_с$ установки сопл температуру среды находят из уравнения баланса теплоты:

$$T_{sс} = \Big[G_{m\,рад}c_pT_{sр} + G_{m\,стр}c_pT_{0\,стр} + \alpha_д\Delta F_д(T_д - T_s)+ + \alpha_к\Delta F_к(T_к - T_s)\Big] \Big/ (G_{m\,рад} + G_{m\,стр})c_p,$$

где $G_{m\,рад}c_p T_{sр}$ — количество теплоты, вносимое с охлаждающим воздухом на радиусе $r_р$; $G_{mстр}c_p T_{0\,стр}$ — количество теплоты, вносимое с охлаждающим воздухом на радиусе $r_с$ при струйном истечении; $\alpha_д\Delta F_д(T_д - T_s)$ и $\alpha_к\Delta F_к(T_к - T_s)$ — количество теплоты, передаваемое воздуху от диска и корпуса на участке поверхности между радиусами $r_р$ и $r_с$; $\alpha_д$, $\alpha_к$, $T_д$, $T_к$, $T_s = 0{,}5(T_{sр} + T_{sс})$ — средние значения коэффициентов теплоотдачи, температуры поверхности металла и среды в зазоре между радиусами $r_р$ и $r_с$.

Между радиусами $r_р$ и $r_с$ температура среды принимается монотонно изменяющейся от значения на радиусе $r_р$ до значения на радиусе $r_с$.

Выше радиуса $r_с$ при струйно-радиальном охлаждении температура воздуха в зазоре

$$T_s = T_0 + 2\pi \left[\int_{r_с}^{r} \alpha_д(T_д - T_s)r\,dr + + \int_{r_с}^{r} \alpha_к(T_к - T_s)r\,dr\right] \Big/ \Big[(G_{m\,рад} + G_{m\,стр})c_p\Big].$$

При чисто струйном обдуве и закрытом осевом зазоре температура воздуха в зазоре между корпусом и диском на радиусе $r_с$ установки сопл и на радиусах $r < r_с$

$$T_s = T_0 + 2\pi \left[\int_{r_{\text{вт}}}^{r} \alpha_{\text{д}}(T_{\text{д}} - T_s) r\, dr + \int_{r_{\text{вт}}}^{r} \alpha_{\text{к}}(T_{\text{к}} - T_s) r\, dr \right] \Big/ (G_{m\,\text{стр}} c_p),$$

где $r_{\text{вт}}$ — радиус вала или втулки.

В кольцевом пространстве между радиусами $r_{\text{вт}}$ и $r_{\text{р}}$ при чисто струйном обдуве наблюдается циркуляционное течение высокой интенсивности, вследствие чего температура среды вдоль радиуса диска ниже $r_{\text{р}}$ практически постоянна и зависит от расхода $G_{m\text{ц}}$ циркуляционного течения на радиусе $r_{\text{р}}$:

$$G_{m\text{ц}} = 0{,}138 \lg (100 s / r_{\text{р}}) (\omega r_{\text{р}}^2 / \nu)^{-0{,}2} \omega r_{\text{р}}^3 \rho_{\text{р}},$$

где $\rho_{\text{р}} = p_s / (R T_{s\,\text{см}})$.

Искомую среднюю температуру среды между радиусами $r_{\text{вт}}$ и $r_{\text{р}}$ получают из выражения для баланса теплоты

$$T_s = T_{s\,\text{см}} + 2\pi \left[\int_{r_{\text{вт}}}^{r_{\text{р}}} \alpha_{\text{д}}(T_{\text{д}} - T_s) r\, dr + \int_{r_{\text{вт}}}^{r_{\text{р}}} \alpha_{\text{к}}(T_{\text{к}} - T_s) r\, dr \right] \Big/ (G_{m\text{ц}} c_p).$$

Температуру среды между радиусами $r_{\text{р}}$ и $r_{\text{с}}$ принимают монотонно изменяющейся.

При наличии подсоса газа из проточной части в зазор среднемассовую температуру в зазоре определяют с учетом количества $G_{m\,\text{г.з}}$ подсасываемого газа. Температуру смеси газа и воздуха на текущем радиусе в зазоре между радиусом подвода воздуха (при радиальном (r_0) или струйном ($r_{\text{с}}$) охлаждении) и наружным радиусом диска r_1 находят, по данным НМЗ, из формулы

$$T_{s\,\text{см}} = \left(G_{m\,\text{г.з}1} T_{\text{г}} \operatorname{tg} \varphi \Big/ \sum G_{m\,\text{охл}} + T_{\text{вых}} \right) \Big/ \left[(1 + G_{m\,\text{г.з}1} \operatorname{tg} \varphi) \Big/ \sum G_{m\,\text{охл}} \right],$$

где $\sum G_{m\,\text{охл}}$ — суммарный расход охлаждающего воздуха в зазоре на данном радиусе, равный расходу $G_{m\,\text{стр}}$ при струйном охлаждении, $G_{m\,\text{рад}}$ при радиальном и $G_{m\,\text{стр}} + G_{m\,\text{рад}}$ при струйно-радиальном охлаждении; $T_{\text{вых}}$ — температура воздуха на выходе из зазора при отсутствии подсоса газа.

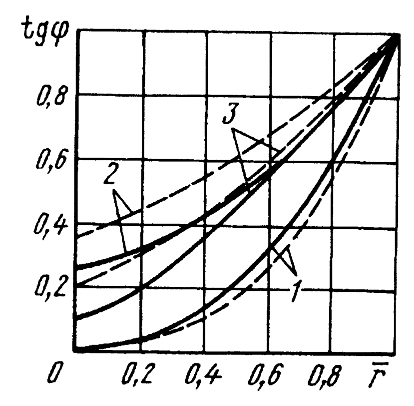


Рис. 5.50. Зависимость опытных коэффициентов tg φ от относительного радиуса диска и способа обдува:
1 – радиальный; *2* – струйный и струйно-радиальный; *3* – сплошной и прерывистой кольцевой струей совместно с радиальным; ——— — первый зазор по ходу газа; – – – — второй зазор по ходу газа

Опытные коэффициенты $\operatorname{tg}\varphi$ (φ — угол наклона зависимости безразмерной температуры к абсциссе) даны на рис. 5.50.

При чисто струйном обдуве на кольцевом участке между радиусами $r_{\text{вт}}$ и $r_{\text{р}}$ температура смешения постоянна и, по данным опытов НМЗ,

$$T_{s\,\text{см}} = (0{,}59T_{\text{г}}G_{m\,\text{г.зl}}/G_{m\,\text{стр}} + T_{0\,\text{стр}})/(1 + 0{,}59G_{m\,\text{г.зl}}/G_{m\,\text{стр}}).$$

5.4.3. Цилиндрические гладкие участки роторов и корпусов

Некоторые участки роторов и статоров турбин омываются потоком, проходящим по кольцевому зазору между элементами ротора и статора. При этом, как правило, внутренний цилиндр вращается, а наружный неподвижен. Закономерности теплообмена на цилиндрических поверхностях определяются сложным взаимодействием основного осевого движения рабочего тела и вторичного течения, возникающего вследствие наличия поля действия значительных массовых инерционных сил. Вторичное течение характеризуется регулярным возникновением кольцеобразных вихрей, симметричных относительно оси цилиндра и расположенных на фиксированном расстоянии друг от друга. Наличие вихревого движения способствует значительному (в 3–4 раза) увеличению интенсивности теплообмена по сравнению с кольцевой трубой с неподвижными стенками.

В канале между неподвижным и вращающимся соосными цилиндрами при наличии расхода среды возможны четыре режима течения: ламинарный, ламинарный с вихрями Тейлора, турбулентный и турбулентный с вихрями Тейлора. Интенсивность теплообмена в

канале зависит от его геометрической характеристики — отношения удвоенной ширины кольцевого зазора $2b = 2(r_2 - r_1)$ к среднему радиусу $r_{\text{ср}} = 0{,}5(r_1 + r_2)$. Кроме того, на нее существенно влияет режим течения. Она определяется числами $\mathrm{Re}_a = 2w_a b/\nu$ и $\mathrm{Re}_u = 2w_u b/\nu$, рассчитанными соответственно по осевой w_a и окружной w_u составляющим скорости потока. Интенсивность теплоотдачи связана с отношением критериев $\mathrm{Re}_u/\mathrm{Re}_a$ и числами Pr среды. Вместо числа Re_u часто вводят критерий Тейлора Ta. При этом

$$\mathrm{Ta} = \omega r_1^{0,5} b^{1,5}/\nu = 0{,}5\mathrm{Re}_u\sqrt{(r_2 - r_1)/r_1}.$$

Переход от ламинарного режима течения в кольцевом канале с внутренним вращающимся цилиндром при отсутствии расходного течения к ламинарному с вихрями Тейлора совершается при критическом числе

$$\mathrm{Re}_{u\,\text{кр}} = w_u(r_2 - r_1)/\nu = 41{,}2\sqrt{r_1/(r_2 - r_1)}.$$

При этом критерий $\mathrm{Ta}_{\text{кр}} = 20{,}6$. При наличии осевого потока устойчивость ламинарного движения повышается и $\mathrm{Re}_{u\,\text{кр}}$ и $\mathrm{Ta}_{\text{кр}}$ возрастают. При $\mathrm{Ta} > 10^4$ коэффициент теплоотдачи перестает зависеть от числа Re_a — это зона автомодельности относительно Ta; интенсивность теплообмена в этом случае определяется только критерием Ta (или Re_u). Этот режим течения иногда рассматривают как пятый, кроме перечисленных выше, развитый турбулентный с вихрями Тейлора.

Наличие того или иного режима течения в кольцевом канале с внутренним вращающимся цилиндром зависит от абсолютных чисел Re_a и Ta, а также от их соотношения. При сравнительно небольших значениях Re_a и Ta (примерно $\mathrm{Re}_a \leq 1000$ и $\mathrm{Ta} \leq 80$) имеет место ламинарное течение; при больших значениях Re_a (1000...15000) и небольших и средних значениях Ta (10...300) течение переходит в турбулентное; при больших значениях Ta (свыше 100) и малых Re_a (меньших 300...30) возникает ламинарное течение с вихрями Тейлора; при больших значениях Re_a и Ta (соответственно 50...10000 и свыше 160) — турбулентное течение с вихрями Тейлора.

Для кольцевых каналов в турбинах наиболее характерен турбулентный режим течения. Для трех диапазонов турбулентных режимов течения опытные данные обобщают зависимостями, предложенными в ЦКТИ. При этом обобщении основными критериями, опре-

делящими интенсивность теплоотдачи, являются отношение критериев $\mathrm{Re}_u/\mathrm{Re}_a$ и так называемый условный критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_\varepsilon = 2w_\varepsilon(r_2 - r_1)/\nu,$$

где $w_\varepsilon = \sqrt{w_a^2 + F^2 w_u^2}$ — "эффективная" скорость; $F = F[(r_2 - r_1)/r_1]$ — некоторая функция от относительной ширины зазора.

Критерии $\mathrm{Re}_u/\mathrm{Re}_a$ и Re_ε связаны отношением

$$\mathrm{Re}_\varepsilon = \mathrm{Re}_u\sqrt{F^2 + \mathrm{Re}_a^2/\mathrm{Re}_u^2} = \mathrm{Re}_a\sqrt{1 + F^2\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2}.$$

При $\mathrm{Re}_u/\mathrm{Re}_a \ll 1$ (первый из трех режимов) для воздуха справедливо соотношение

$$\mathrm{Nu} = 0{,}018\mathrm{Re}_\varepsilon^{0,8}$$

или

$$\mathrm{Nu} = 0{,}018\mathrm{Re}_a^{0,8}(1 + F^2\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2)^{0,4}.$$

Если обозначить $\mathrm{Nu}_0 = 0{,}018\mathrm{Re}_a^{0,8}$, то

$$\overline{N} = \mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0 = (1 + F^2\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2)^{0,4}$$

или

$$\overline{N}^{2,5} = 1 + F^2\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2.$$

При $\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2 < 0{,}1$ число $\mathrm{Nu} \approx \mathrm{Nu}_0$. При $\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2 > 0{,}1$ становится заметным влияние этого отношения на теплоотдачу и начинает проявляться влияние относительной ширины зазора $(r_2 - r_1)/r_1$: отношение $\overline{N}$ тем больше при одном и том же отношении $\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2$, чем меньше относительная ширина зазора. Функция $F = 0{,}65[(r_2 - r_1)/r_1]^{-0,3}$.

Обобщенная критериальная зависимость для расчета теплообмена

$$\mathrm{Nu}/\mathrm{Pr}^{1/3} = \{0{,}020/(1 + F^2\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2)^{0,4} + 0{,}038[(r_2 - r_1)/r_1]^{0,4}/[4(F^2 + \mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2)]^{0,4}\}\mathrm{Re}_\varepsilon^{0,8} = (F_1 + F_2)\mathrm{Re}_\varepsilon^{0,8}. \quad (5.130)$$

Функция F_1 (первое слагаемое в фигурных скобках) характеризует влияние на теплоотдачу осевой составляющей скорости; функция F_2 (второе слагаемое) — окружной составляющей скорости.

В исследованных пределах изменения относительной ширины зазора $\bar{b} = (r_2 - r_1)/r_1 = 0{,}04 \ldots 0{,}44$ при $\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2 < 0{,}1$ сумма $F_1 + F_2 = 0{,}019 \ldots 0{,}021$, т.е. она слабо зависит от ширины зазора. При этом сумма $F_1 + F_2$ почти полностью определяется слагаемым F_1, которое мало связано с $\bar{b}$, а абсолютные значения коэффициента F_2 составляют не более 1 % суммы. При увеличении $\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2 > 0{,}1$ начинает проявляться влияние $\bar{b}$, значение $F_1 + F_2$ уменьшается, приближаясь асимптотически к некоторым предельным для каждого $\bar{b}$ значениям. При этом абсолютное значение F_1 начинает убывать, и при $\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2 \geq 10^3$ его доля в сумме $F_1 + F_2$ не превышает 10 %. Коэффициент F_2, в отличие от F_1, сильно зависит от $\bar{b}$. По мере увеличения $\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2$ в диапазоне $10 < \mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2 < 1000$ значения F_2 возрастают, после чего F_2 изменяется очень незначительно и при $\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2 \geq 10^3$ почти полностью определяет значение суммы $F_1 + F_2$.

Формула (5.130) аппроксимирует экспериментальные данные о теплообмене в кольцевом канале с погрешностью, не превышающей ± 20 %, в диапазоне параметров $\mathrm{Re}_\varepsilon = 3 \cdot 10^3 \ldots 10^6$; $\mathrm{Re}_u^2/\mathrm{Re}_a^2 = 0{,}01 \ldots 10^4$; $(r_2 - r_1)/r_1 = 0{,}04 \ldots 0{,}44$.

5.4.4. Внутренние полости роторов

В роторах дисковых и дисково-барабанных конструкций имеются вентилируемые полости, которые обычно используют для подвода охлаждающего воздуха в систему охлаждения. Этот воздух вместе с тем является охладителем поверхностей дисков, образующих полость. Объемы полостей обычно значительны, а расходы воздуха невелики, поэтому скорости его течения в полостях малы. Такая особенность течения воздуха приводит к тому, что теплообмен в полостях определяется в основном естественной конвекцией в поле сил инерции. Поверхности дисков или других элементов роторов обычно нагреты неравномерно; в этом случае возникает циркуляционное движение среды.

Методы расчета теплоотдачи в замкнутых вентилируемых полостях отсутствуют. Имеется лишь решение задачи теплообмена между двумя равномерно нагретыми по радиусу дисками, вращающимися с угловой скоростью ω и образующими замкнутую невентилируемую полость (рис. 5.51). При этом предполагали, что температуры дисков различны ($T_1 > T_2$). Различие температур и наличие вращающихся стенок канала приводит к возникновению разности

массовых сил и, следовательно, к появлению циркуляционного движения воздуха от оси к периферии (у диска с температурой T_2) и от периферии к оси (у диска с температурой T_1).

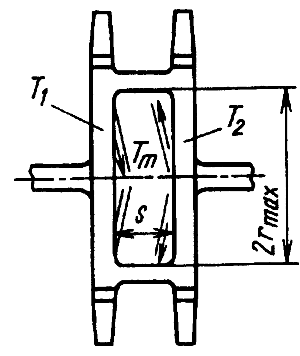


Рис. 5.51. Схема вращающейся замкнутой невентилируемой полости

Задача решается при условии, что между пограничными слоями на дисках имеется ядро потока, в пределах которого на большей части радиуса отсутствуют радиальное и осевое течения. Это условие справедливо для достаточно больших объемов полостей между дисками. Кроме того, для упрощения решения задачи предполагают, что режим течения в пограничных слоях на дисках является турбулентным, а течения в осевом направлении вблизи оси вращения и на периферии, вызываемые перетеканиями пограничного слоя с одного диска на другой, отсутствуют. При таких предположениях аналитическим путем получены выражения для местного числа Nu при течении пограничного слоя от оси к периферии на произвольном радиусе r и для среднего по поверхности теплообмена коэффициента теплоотдачи $\overline{\mathrm{Nu}}$. При $\mathrm{Pr} = 0{,}72$ и значениях входящего в указанные выражения параметра $\mathrm{Gr}/\mathrm{Re}^2 = 0\ldots0{,}4$ с погрешностью, не превышающей 0,7 %, эти выражения имеют вид

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0254\mathrm{Gr}^{0,4}; \qquad (5.131)$$

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}0195\overline{\mathrm{Gr}}^{0,4}, \qquad (5.132)$$

где $\mathrm{Gr} = \omega^2 r^2 \beta \Delta T/\nu^2$; $\overline{\mathrm{Gr}} = \omega^2 r_{\max}^2 \beta \Delta \overline{T}/\nu^2$; β — коэффициент объемного расширения; $\mathrm{Re} = \omega r_{\max}^2/\nu$; $r_{\max}$ — максимальный радиус полости.

При $\mathrm{Pr} = 0{,}72$ средний коэффициент теплоотдачи на диске при течении пограничного слоя от периферии к оси с достаточно высокой точностью определяют из уравнения

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}0259\overline{\mathrm{Gr}}^{0,4}. \qquad (5.133)$$

Из сравнения уравнений (5.132) и (5.133) получаем, что при центростремительном течении коэффициенты теплоотдачи существенно выше. Все приведенные соотношения справедливы при условии

$Gr \geq 10^{10}$ и $\delta_1 + \delta_2 \leq s$ (δ_1 и δ_2 — толщины пограничных слоев на поверхностях дисков, образующих полость; s — ширина полости).

Для определения среднего коэффициента теплопередачи между дисками предварительно находят температуру T_m ядра потока из уравнения теплового баланса

$$\overline{\alpha}_1(T_1 - T_m)\pi r_{\max}^2 = \overline{\alpha}_2(T_m - T_2)\pi r_{\max}^2,$$

где $\overline{\alpha}_1$ и $\overline{\alpha}_2$ — средние коэффициенты теплоотдачи дисков, имеющих температуры T_1 и T_2 соответственно.

Отсюда

$$T_m = (T_1 + \overline{\alpha} T_2)/(1 + \overline{\alpha}),$$

где $\overline{\alpha} = \alpha_2/\alpha_1$.

Уравнение теплового баланса решают последовательными приближениями. По известным температурным напорам $T_1 - T_m$ и $T_m - T_2$ вычисляют числа Gr, средние коэффициенты теплоотдачи и средний коэффициент теплопередачи $\overline{K} = \overline{\alpha}_1\overline{\alpha}_2/(\overline{\alpha}_1 + \overline{\alpha}_2)$.

Экспериментальное исследование теплообмена в полостях натурного ротора показало, что теоретическая зависимость (5.131) правильно отражает характер изменения коэффициентов теплоотдачи, однако все экспериментальные результаты дали значительно более низкие (примерно в 3 раза) значения коэффициентов теплоотдачи, чем расчетные. Полученные в экспериментах данные с погрешностью не менее $\pm 12\,\%$ в диапазоне чисел $Gr = 10^{10} \ldots 10^{13}$ обобщены уравнением $Nu = 0{,}0088 Gr^{0{,}4}$.

5.4.5. Поверхности рабочих колес радиально-осевых газовых турбин

Вполне надежных данных о теплоотдаче к поверхностям лопаток и межлопаточных каналов радиально-осевых газовых турбин (рис. 5.52) не имеется. Это объясняется, во-первых, тем, что такие турбины значительно менее распространены, чем осевые, и, во-вторых, еще большей, чем в осевых, сложностью течения среды в рабочих колесах: относительное циркуляционное течение в колесе накладывается на расходное течение рабочего тела в межлопаточном канале. Кроме того, происходит поворот потока в меридиональной

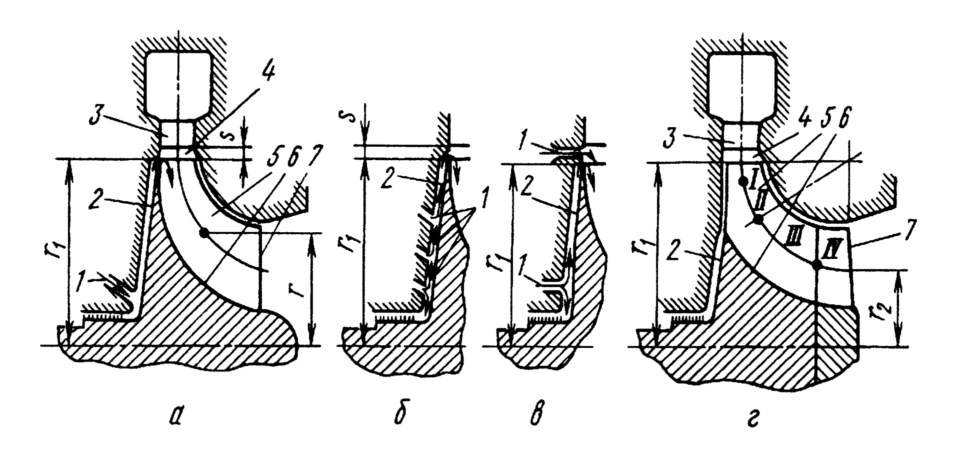


Рис. 5.52. Схемы охлаждения рабочих колес радиально-осевых турбин: *а* – радиальным обдувом; *б* – струйно-радиальным обдувом; *в* – струйно-радиальным обдувом в сочетании с пленочным охлаждением; *г* – разделение профиля лопатки на характерные участки; *1* – охлаждающий воздух; *2* – тыльная поверхность диска; *3* – сопловая лопатка; *4* – радиальный зазор; *5* – поверхность рабочей лопатки; *6* – рабочая поверхность колеса; *7* – выход из рабочего колеса

плоскости и наблюдается периодическая нестационарность. Массовые силы (Кориолиса, инерционные, подъемные) еще более усложняют характер течения.

Вследствие указанных особенностей течения газа аналитическое определение коэффициентов теплоотдачи в настоящее время затруднительно, и все имеющиеся в литературе данные относятся к экспериментальным исследованиям.

При обобщении опытных данных о теплоотдаче в рабочих колесах радиально-осевых турбин уравнения подобия должны быть дополнены комплексами, отражающими воздействие массовых сил.

В случае приближенного моделирования такими дополнительными комплексами являются: $S_{вр} = u_1/w_1$, где u_1, w_1 — соответственно окружная и относительная скорости на входе в рабочее колесо на расстоянии r_1 от оси вращения, и обобщенное число Грасгофа $\mathrm{Gr}_{об}$, которое отражает воздействие подъемных сил в неизотермичных потоках.

На рис. 5.53 даны результаты экспериментов различных авторов по определению числа Нуссельта в проточной части рабочих колес полуоткрытого типа (см. рис. 5.52, *а*). Как видно на рис. 5.53, наблюдается значительное (до 2–4 раз) расхождение результатов. Такое расхождение объясняется в основном различными условиями

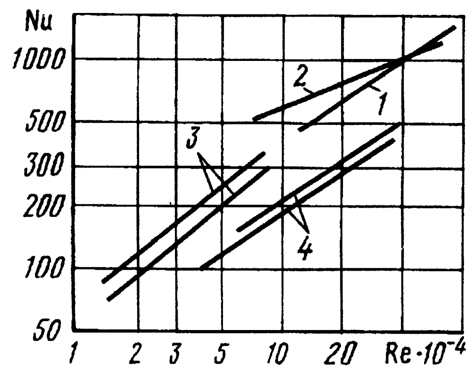


Рис. 5.53. Графики зависимости Nu от Re для проточной части рабочего колеса полуоткрытого типа радиально-осевой турбины (*1, 2, 3, 4* – результаты, полученные различными авторами)

проведения опытов, а также разной геометрией исследованных рабочих колес.

Некоторые исследования проведены в условиях вращения и на натурных рабочих колесах, при обработке результатов довольно полно учитывались особенности течения.

Для расчета теплоотдачи в межлопаточном канале между поверхностями *5* и *6* рабочего колеса *полуоткрытого типа* (см. рис. 5.52, *а*) в ИТТФ предложено в первом приближении считать течение в канале подобным течению на начальном участке трубы с определенной начальной степенью турбулентности. Поэтому для определения коэффициентов теплоотдачи от газа к ротору можно использовать критериальное уравнение для местной и средней теплоотдачи на начальном участке труб:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}4}K_i, \qquad (5.134)$$

где K_i — поправочный коэффициент, учитывающий длину канала и степень турбулентности потока.

Для вычисления среднего коэффициента теплоотдачи при $(r_1 - -r)/d_э = 1 \ldots 5$, где r_1 — радиус рабочего колеса на входе (наружный радиус диска); r — текущий радиус диска по средней линии канала; $d_э = 4F/\Pi$ — гидравлический диаметр во входном сечении канала; F, Π — соответственно площадь и периметр проходного сечения, поправочный коэффициент рекомендуется определять по соотношению

$$K_i = (1{,}3 + 0{,}05Tu)/[(r_1 - r_2)/d_э]^{0{,}07+0{,}005Tu} \qquad (5.135)$$

(r_2 — радиус диска по средней линии канала на выходе газа из рабочего колеса), а для расчета местных коэффициентов теплоотдачи —

по соотношению

$$K_i = (1{,}3 + 0{,}04Tu)/[(r_1 - r)/d_э]^{0{,}17+0{,}006Tu}. \tag{5.136}$$

Согласно данным ИТТФ, в проточной части ротора $Tu = 12\ldots18\,\%$.

Термодинамическую температуру T_x в данном сечении канала при расчете местной теплоотдачи по уравнениям (5.134) и (5.136) определяют при допущении ее линейного изменения по радиусу, т.е.

$$T_x = T_{вх} - (T_{вх} - T_{вых})(r_{вх} - r)/(r_{вх} - r_{вых}).$$

Коэффициенты теплоотдачи, определяемые по уравнениям (5.134) и (5.135), относятся ко всей омываемой газом поверхности колеса (диска и лопаток). Коэффициенты теплоотдачи, рассчитываемые по уравнению (5.134), относятся к разности полной температуры T^* газа (по относительной скорости) на данном радиусе и температуры диска (средней по окружности) на этом радиусе. В первом приближении

$$T_x^* = T_{вх}^* - (T_{вх}^* - T_{вых}^*)(r_{вх} - r)/(r_{вх} - r_{вых}).$$

Уравнения (5.134)–(5.136) справедливы в диапазоне чисел $\mathrm{Re} = 10^4\ldots10^5$ при безударном (или близком к нему) входе потока в рабочее колесо. Влияние угла входа потока в колесо радиально-осевой турбины на средний по его радиусу коэффициент теплоотдачи может быть учтено зависимостью $\mathrm{Nu} = \varepsilon_\omega \mathrm{Nu}_0$. Число Нуссельта для неподвижного ротора

$$\mathrm{Nu}_0 = 0{,}137\,\mathrm{Re}^{0{,}65}. \tag{5.137}$$

При определении коэффициента теплоотдачи от газа к межлопаточной поверхности рабочего колеса поправочный коэффициент

$$\varepsilon_\omega = 0{,}73 + 1/(0{,}907\overline{u}^2 - 1{,}155\overline{u} + 3{,}7), \tag{5.138}$$

а при расчете коэффициента теплоотдачи от газа к поверхности рабочих лопаток

$$\varepsilon_\omega = [1 - 0{,}0693\overline{u}^{2{,}8}\exp(-0{,}67\overline{u})]\mathrm{Re}^{0{,}027[1-\exp(-1{,}64\overline{u})]}, \tag{5.139}$$

где $\overline{u} = w/u$ — отношение относительной скорости газа к окружной скорости колеса на данном радиусе.

В уравнениях (5.137) и (5.139) определяющими параметрами являются длина средней линии межлопаточной поверхности диска, относительная скорость потока при входе в колесо, средняя между входом и выходом температура газа.

В области положительных углов атаки интенсивность теплоотдачи растет: при отклонении угла натекания от расчетного в пределах $0\ldots30^\circ$ она увеличивается от 1 до 1,07–1,16 раза (при соответствующем увеличении $\overline{u}$ от 0,5 до 2,5); при отклонении на 50° — в 1,12–1,2 раза (при таком же возрастании $\overline{u}$). При небольших отрицательных углах атаки ($0\ldots20^\circ$) интенсивность теплоотдачи составляет $0{,}96\ldots0{,}97$ от интенсивности при безударном входе, а затем с увеличением угла постоянно растет; так, при отклонении угла на 60° она возрастает до 1,04–1,08 раза (значения $\overline{u}$ соответственно равны 2,5 и 2). На теплоотдачу к межлопаточной поверхности диска изменение углов натекания практически не влияет.

С этими выводами качественно согласуются результаты исследований теплоотдачи лопаткам рабочего колеса *открытого типа*, выполненных в КАИ. Для определения средних коэффициентов теплоотдачи профиль лопатки (вдоль средней линии) разбивался на четыре характерных участка (см. рис. 5.52, *г*): участок I — от входной кромки протяженностью $5d_{\text{вх}}$ ($d_{\text{вх}}$ — диаметр входной кромки лопатки); участок II — от конца участка I до точки, соответствующей повороту средней линии примерно на 35°; участок III — от конца участка II до входной кромки лопатки выходного спрямляющего аппарата; участок IV — от входной кромки спрямляющего аппарата до выходной. В результате исследований предложено рассчитывать среднюю по каждому из участков теплоотдачу к лопатке вращающегося рабочего колеса по зависимости

$$\overline{\text{Nu}} = \text{Nu}_0\varepsilon = B_0\text{Re}^{\beta}(1 + DS^{\gamma}_{\text{вр}}), \qquad (5.140)$$

где Nu_0 — число Нуссельта для неподвижного рабочего колеса; ε — коэффициент интенсификации теплоотдачи; B_0, D, β и γ — коэффициенты, зависящие от расположения участка лопатки (табл. 5.4).

В формуле (5.140) комплекс $S_{\text{вр}} = u_1/w_1$, учитывающий влияние вращения и зависящий от массовых сил (Кориолиса, инерционных), определяют отношением окружной и относительной скоростей при входе в колесо (на радиусе r_1).

Анализ экспериментов показал, что при вращении коэффициенты теплоотдачи оказываются выше, чем в неподвижном колесе. Это

Таблица 5.4. **Коэффициенты B_0, D, β и γ в формуле (5.140) для различных участков лопатки**

Коэффициент	I	II	III	IV	I	II	III	IV
	Поверхность низкого давления				Поверхность высокого давления			
B_0	0,0255	0,0165	0,0495	0,041	0,026	0,35	0,235	0,323
D	0,292	0,158	0,217	0,224	0,089	0,1	0,223	0,187
β	0,868	0,854	0,732	0,754	0,869	0,616	0,624	0,617
γ	0,929	0,885	0,985	0,925	0,592	0,509	0,828	0,831

иллюстрирует рис. 5.54, на котором приведена зависимость коэффициента интенсификации теплоотдачи K от комплекса $S_{\text{вр}}$ для среднего (по обводу лопаток) коэффициента теплоотдачи ($K = \text{Nu}/\text{Nu}_0$, где Nu — число Нуссельта во вращающемся рабочем колесе, Nu_0 — то же в неподвижном колесе). Обобщающая зависимость для среднего (по обводу лопаток) коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$\text{Nu} = \text{Nu}_0 K = 0{,}084\text{Re}^{0{,}72}\left(1 + 0{,}184 S_{\text{вр}}^{0{,}814}\right). \qquad (5.141)$$

Для всех участков лопатки значения коэффициентов теплоотдачи при вращении больше, чем в неподвижном колесе. В то же время на различных участках лопатки влияние вращения неодинаково.

При вычислении значений Re и Nu за определяющие параметры следует принимать длину средней линии рабочей лопатки от входной кромки лопатки до выходной кромки выходного спрямляющего аппарата; статическую температуру в радиальном зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом, относительную скорость при входе в рабочее колесо. Зависимости (5.140) и (5.141) справедливы при $S_{\text{вр}} = 0 \ldots 2{,}07$ и числах $\text{Re} = (2{,}37 \ldots 4{,}68)\cdot 10^5$.

На основе обобщения опытных данных для определения средних коэффициентов теплоотдачи при нулевом угле атаки на лопатках рабочего колеса Н.М. Ткачевым было получено соотношение

$$\text{Nu} = (0{,}137 - 0{,}0095\overline{u}^{2{,}8} - 0{,}67\overline{u})\text{Re}^{0{,}677-0{,}027\exp(-1{,}64\overline{u})}, \qquad (5.142)$$

а на межлопаточной поверхности диска — соотношение

$$\text{Nu} = [0{,}1 + 1/(6{,}63\overline{u}^2 - 8{,}42\overline{u} + 27)]\text{Re}^{0{,}65}, \qquad (5.143)$$

где $\overline{u} = u_1/w_1$.

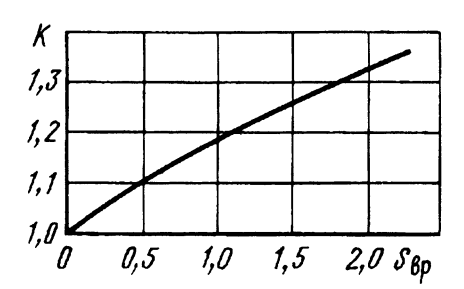


Рис. 5.54. График зависимости K от $S_{вр}$ для рабочего колеса открытого типа

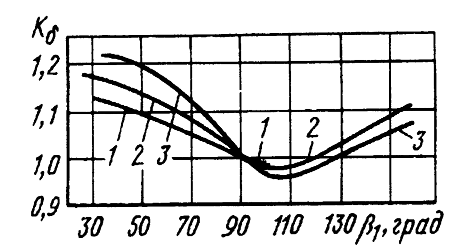


Рис. 5.55. График зависимости $K_б$ от β_1 для колеса полуоткрытого типа по данным Н.М. Ткачева:
1 – $\bar{u} \approx 0,5$; *2* – $\bar{u} \approx 2,0$; *3* – $\bar{u} \approx 2,5 \ldots 3,0$

Зависимость (5.142) справедлива при изменении Re от $0{,}87 \cdot 10^5$ до $4{,}7 \cdot 10^5$, а зависимость (5.143) — при изменении Re от $1 \cdot 10^5$ до $6 \cdot 10^5$. Параметр $\bar{u}$ изменялся в опытах от 0,34 до 4,75. Указанные исследования выполнены на рабочих колесах полуоткрытого типа.

Влияние угла атаки на теплоотдачу в рабочем колесе *полуоткрытого типа* было исследовано Н.М. Ткачевым. На рис. 5.55 в координатах ($K_б$, β_1) показано влияние угла натекания β_1 на $K_б =$ $= \mathrm{Nu}_б/\mathrm{Nu}$, где $\mathrm{Nu}_б$ — среднее по профилю лопатки число Нуссельта при угле атаки, отличном от нуля; Nu — то же при нулевом угле атаки, т.е. при $\beta_1 = 90°$. В области положительных углов атаки ($\beta_1 < 90°$) интенсивность теплоотдачи возрастает, а при отрицательных углах атаки ($\beta_1 > 90°$) — сначала уменьшается, а затем увеличивается. Наблюдается также изменение зависимостей по $\bar{u}$.

Для межлопаточной поверхности диска влияние угла атаки на теплоотдачу оказалось незначительным.

Одним из распространенных способов охлаждения рабочего колеса радиально-осевой турбины является вдув воздуха в зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом; при этом создается пленка охлаждающего воздуха между поверхностью рабочего колеса и потоком газа.

При расчетах на участке действия пленочного охлаждения вместо температуры газа используют адиабатную температуру стенки $T_{с.ад}$, которую определяют из уравнения

$$T_{с.ад} = \theta(T^*_{о.в} - T^*_г) + T^*_г,$$

где θ — эффективность пленочного охлаждения; $T^*_{о.в}$ — температура вдуваемого охлаждающего воздуха.

Теоретический анализ, выполненный в ИТТФ, позволил вывести уравнение для расчета θ в виде

$$\theta = \theta(F_0),$$

где

$$F_0 = \Delta^{1,5}\mathrm{Re}_1^{-0,25} m^{-1,3} \psi^{-1,25} (r_1 - r)\{[r_1/(r_1 - x)]^{2,25} - 1\}/(2{,}25 s); \tag{5.144}$$

$\Delta = (s + d_{\text{кр}} + \delta^*)/(s + 0{,}5 d_{\text{кр}})$; s — радиальный зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом; $d_{\text{кр}}$ — толщина входной кромки лопатки; $m = \rho_{\text{о.в}} u_{\text{о.в}}/(\rho_1 w_1)$ — коэффициент вдува; $\psi = T^*_{\text{о.в}}/T^*_{\text{г}}$ — отношение температуры охлаждающего воздуха к температуре газа в канале.

Число Рейнольдса определяют по расстоянию от входной кромки ротора и относительной скорости газа при входе в канал.

Значения эффективности пленочного охлаждения при вдуве через открытый зазор под углом 90° к основному потоку с разбросом ±12 % укладываются вдоль кривых, аппроксимированных уравнениями

$$\theta = \begin{cases} (1{,}516 F_0/\Delta^{1,5})^{-0,36} & \text{при} \quad 1{,}5 \le F_0 < 7{,}3; \\ (0{,}307 F_0/\Delta^{1,5})^{-1,2} & \text{при} \quad F_0 > 7{,}3. \end{cases}$$

Уравнения справедливы при изменении определяющих параметров в пределах $\mathrm{Re}_1 r_1/s = (3{,}5\ldots5{,}0)\cdot10^4$; $m = 0\ldots0{,}7$; $\psi = 0{,}52\ldots0{,}61$.

Удельную тепловую нагрузку поверхности диска с температурой $T_{\text{с}}$ при комбинированном охлаждении (радиальном обдуве тыльной стороны диска и пленочном охлаждении межлопаточного канала) можно рассчитать по уравнению $q = \alpha_{\text{г}}(T_{\text{г}} - T_{\text{с.ад}})$, где коэффициент теплоотдачи в первом приближении можно принимать таким же, как и при отсутствии пленки охлаждающего воздуха.

5.4.6. Монтажные зазоры замковых соединений

При продувке воздуха через замковые соединения удается реализовать высокие коэффициенты теплоотдачи и получить высокую эффективность охлаждения. Аналитический метод определения температур в зоне замковых соединений рабочих лопаток сводится к решению следующей системы уравнений: зависимости суммарного

теплового потока Q в замковое соединение от температуры корневого сечения лопатки $T_л$; отвода теплоты $Q_д$ от обода к диску; зависимости падения температуры $\Delta T_з$ в замковом соединении от суммарного теплового потока Q_Σ и избыточной температуры обода $\Delta T_{об} = T_{об} - \overline{T}$ ($\overline{T}$ — средняя температура охлаждающего воздуха в каналах замкового соединения); соотношения между Q_Σ и $Q_д$ в виде $\varphi = (Q_\Sigma - Q_д)/Q_\Sigma$. К этим четырем уравнениям добавляют дифференциальные уравнения баланса теплоты на элементарном участке замкового уступа, а также уравнение баланса теплоты отдельно для элемента выступа диска и замка лопатки.

При условии, что коэффициент $k_з = \lambda_л F_з/(\lambda_в F_в)$, характеризующий относительную проводимость замка лопатки и выступа диска, равен 1, с учетом заданных граничных условий теплообмена в результате решения уравнений может быть определена разность температур в замковом соединении

$$\Delta T_з = 0{,}5(2 - \psi)\overline{Q}[(\operatorname{ch} p + 1)/(p \operatorname{sh} p) + (\operatorname{ch} q - 1)/(q \operatorname{sh} q)],$$

где

$$\psi = [2\Delta T_{об}/\overline{Q} + (\operatorname{ch} p + 1)/(p \operatorname{sh} p) + \\ + (\operatorname{ch} q - 1)/(q \operatorname{sh} q)]/[\operatorname{ch} p/(p \operatorname{sh} p) + \operatorname{ch} q/(q \operatorname{sh} q)];$$

p и q — безразмерные параметры,

$$p = \sqrt{2b_{об.з}h^2(2K_\Sigma + \alpha_з\xi)/(\lambda_д F_в)};$$

$$q = \sqrt{2\alpha_з b_{об.з}\xi h^2/(\lambda_д F_в)};$$

$K_\Sigma = [F_в/(4\lambda_л b_{об.з}) + 2b_{об.з}h/(\alpha_к F_{к.з}) + F_в/(4\lambda_д b_{об.з})]^{-1}$ — эффективный коэффициент теплопередачи от замка лопатки к выступу диска; $\alpha_з$ — коэффициент теплоотдачи к охлаждающему воздуху в зазорах замка; $\alpha_к$ — коэффициент контактной теплопередачи; $b_{об.з}$ — ширина обода диска в зоне замкового соединения; h — высота замкового соединения; $\xi = П_з/(4h)$ — коэффициент пропорциональности; $П_з$ — суммарный периметр каналов охлаждения, приходящийся на одно замковое соединение (за вычетом периметра щелевых каналов менее 0,1 мм); $F_{к.з}$ — суммарная площадь контакта одного замкового соединения; $\overline{Q} = Q_\Sigma h/(z\lambda_д F_в)$; z — число замков на диске.

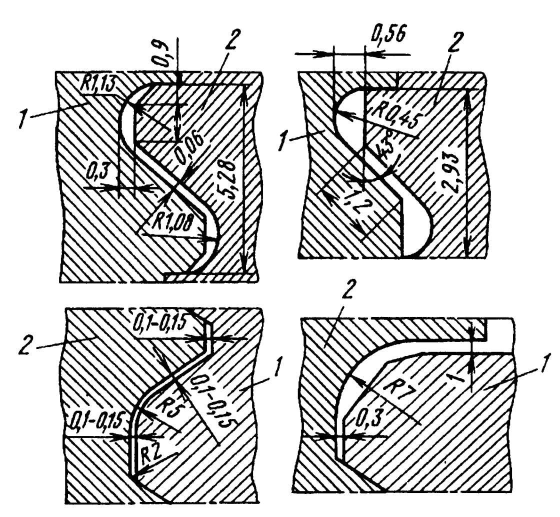


Рис. 5.56. Типичные монтажные зазоры елочных замков рабочих лопаток газовых турбин:
1 – диск; *2* – лопатка

При проведении расчетов к исходным четырем уравнениям добавляют соотношение, связывающее среднюю температуру $\overline{T}$ воздуха в замковом соединении с суммарным подводом теплоты, значением ψ и расходом охлаждающего воздуха $G_{m\,\text{в}}$:

$$\overline{T} = T_{\text{в.вх}} + \Delta T_{\text{д}} + 0{,}5\Delta T_{\text{з}},$$

где $T_{\text{в.вх}}$ — начальная температура охлаждающего воздуха; $\Delta T_{\text{д}} = (1-\psi)Q_{\Sigma}/(G_{m\,\text{в}}c_p)$ — подогрев воздуха при протекании у поверхности диска.

Таким образом, можно определить температуру обода диска и корня лопатки применительно к заданным граничным условиям и затем провести детальный расчет распределения температуры по отдельным элементам. Этот метод позволяет оценить температуру корня лопатки и обода диска с погрешностью не более 3 % от соответствующих действительных значений температур.

Одним из граничных условий при этом расчете является условие теплоотдачи ($\alpha_{\text{з}}$) к охлаждающему воздуху в зазорах замка.

В газовых турбинах монтажные зазоры замковых соединений, через которые протекает охлаждающий воздух, имеют сечения (рис. 5.56), представляющие собой, как правило, сочетание прямоугольных и сегментных участков. Их длина 10 ... 200 мм, гидравлический диаметр 0,3 ... 20 мм. В турбинах стационарных ГТУ число

Re в таких зазорах достигает $(2\ldots5)\cdot10^3$, в транспортных ГТД $\mathrm{Re} = (2\ldots3)\cdot10^4$, а коэффициенты теплоотдачи в охлаждающих каналах составляют соответственно 300 ... 900 и 2000 ... 3000 Вт/(м$^2\cdot$К).

Исследования ИТТФ показали, что форма межлопаточного зазора и его размеры не влияют на интенсивность теплообмена при ламинарном и турбулентном режимах течения. Для турбулентного течения это согласуется с известными из курса теплопередачи данными; для ламинарного, при котором форма канала в общем случае влияет на гидравлическое сопротивление и теплообмен, этот факт объясняется специфической формой показанных на рис. 5.56 монтажных зазоров, при которой основной расход воздуха протекает через участки проходного сечения, имеющие форму, близкую к кругу. В этих же частях происходит и основной отвод теплоты от стенки в воздух.

Переходный режим в монтажных зазорах начинается, как обычно, при числах $\mathrm{Re} \approx 2500$. При ламинарном режиме течения для каналов (см. рис. 5.56), а также для цилиндрических капилляров средний теплообмен описывают зависимостью $\overline{\mathrm{Nu}} = 1{,}025\mathrm{Re}^{0,2}$. Переходный режим в щелевом канале с острой входной кромкой заканчивается при $\mathrm{Re} \approx 1\cdot10^4$; среднюю теплоотдачу при этом определяют из уравнения $\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}00045\mathrm{Re}^{1,2}$.

В щелевом канале со скругленной входной кромкой переходный режим заканчивается при $\mathrm{Re} \approx 2{,}5\cdot10^4$; теплообмен характеризуется зависимостью $\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}00095\mathrm{Re}^{1,1}$. При турбулентном режиме течения для всех каналов $\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}018\mathrm{Re}^{0,8}$.

Отсутствие заметного влияния формы и абсолютных размеров монтажных зазоров на закономерности теплообмена в них позволяет также использовать при расчетах систем охлаждения турбин формулы для средней и местной теплоотдачи в трубах и каналах больших размеров, известные из курса теплопередачи и учитывающие интенсификацию теплообмена на начальном участке, уровень турбулентности потока при входе в канал и другие факторы.

5.5. Теплообмен в лабиринтных уплотнениях

При конструировании турбины определяют теплоотдачу в лабиринтных уплотнениях как элементах проточной части. В многоступенчатой газовой турбине из всей поверхности ротора, соприкасающейся с горячим газом, до 30–40 % приходится на поверхность,

занятую лабиринтными уплотнениями сопловых аппаратов промежуточных ступеней. На концевые лабиринтные уплотнения приходится примерно такая же часть поверхности вала на участке между торцем вала и подшипником. Правильно оценив температурное состояние участков ротора и статора, занятых уплотнениями, можно определить теплонапряженность этих участков и элементов уплотнений и, что не менее важно, их тепловые расширения, поскольку для лабиринтных уплотнений характерны чрезвычайно малые зазоры. При неправильном учете тепловых расширений эти зазоры могут быть выбраны, что приведет к задеванию элементов уплотнений и может вызвать аварию турбины.

Течение среды через лабиринтные уплотнения имеет сложный характер. Сложность определяется наличием участков, сильно отличающихся размерами и объемами и являющихся диффузорными и конфузорными участками, а также участками с внезапным расширением, поворотом и сужением. В уплотнениях возникают зоны отрыва, крупномасштабных турбулентных пульсаций и т.д. Эти факторы способствуют турбулизации потока и соответствующей интенсификации теплообмена между воздухом и газом, протекающим в уплотнении, и его поверхностями.

Интенсивность теплообмена в лабиринтных уплотнениях по сравнению с теплообменом в гладких трубах может быть больше в 2–8 раз, а в некоторых случаях в 10–15 раз. Сложность течения и большое число факторов, влияющих на теплопередачу, не позволяют рассчитывать ее методами, основанными на теории пограничного слоя, поэтому проводятся экспериментальные исследования на модельных установках.

Условия моделирования в различных исследованиях неодинаковые. Как показали эксперименты, даже при одинаковых значениях такого определяющего критерия, как число Re, режим течения в лабиринтном уплотнении определяется неоднозначно, что свидетельствует о наличии некоторых факторов, влияющих на режим течения и не выявленных в экспериментах. Все это объясняет наличие нескольких зависимостей для расчета теплоотдачи в уплотнениях.

Для газовых и паровых турбин наиболее характерны типы лабиринтных уплотнений, показанные на рис. 5.57. В стационарных и некоторых транспортных установках чаще используются прямоточные промежуточные уплотнения (рис. 5.57, *а, в*) с числом гребней $z = 3 \ldots 9$; шагом $t = 2 \ldots 15$ мм; высотой камеры лабиринта

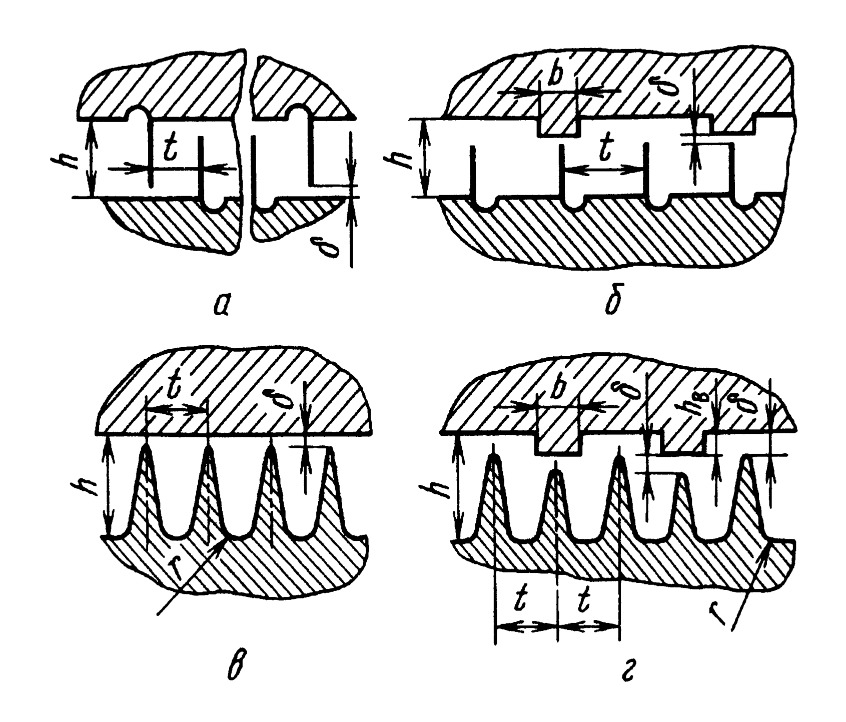


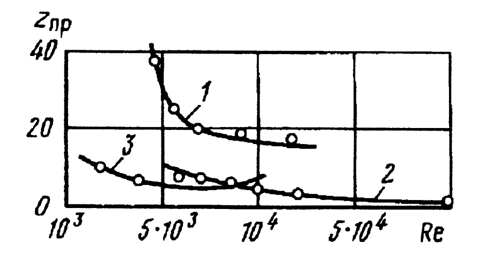
Рис. 5.57. Основные типы лабиринтных уплотнений турбин:
а и *в* – прямоточные; *б* и *г* – ступенчатые

$h = 2\ldots 8$ мм, зазором между гребнем уплотнения и цилиндрической поверхностью $\delta = 0{,}2\ldots 2$ мм. Ступенчатые уплотнения, как более эффективные, применяются в качестве концевых. Для них характерны следующие параметры: $z = 7\ldots 30$; $t = 3\ldots 20$ мм; $h = 5\ldots 12$ мм; $\delta = 0{,}2\ldots 1{,}5$ мм. В авиационных ГТД используют лабиринтные уплотнения, показанные на рис. 5.57, *в, г*, а также уплотнения с гребнями, расположенными под углом к оси вращения. Параметры этих уплотнений в основном близки к нижним значениям приведенных пределов.

Исследования показали, что интенсивность теплообмена в лабиринтном уплотнении зависит от его типа, числа Re, определенного по осевой скорости воздуха в лабиринте, пропорциональной его расходу, и от геометрических характеристик уплотнения h/δ и t/δ. Характер течения и теплообмена в уплотнениях существенно различен. В уплотнении (см. рис. 5.57, *а*) отмечена самая высокая интенсивность теплообмена (по сравнению с другими типами уплотнений), причем она изменяется вдоль уплотнения: сначала наблюдается некоторый

Рис. 5.58. Зависимость предельного числа уплотнительных гребней $z_{\text{пр}}$, после которого устанавливается стабильное для данного числа Re число Nu, для различных типов уплотнений, показанных на рис. 5.57:

1 – рис. 5.57, *а*; *2* – рис. 5.57, *б*, *г*; *3* – рис. 5.57, *в*



участок стабилизации, на котором среднее значение числа $\overline{\text{Nu}}$ возрастает, после чего устанавливается стабильное течение с $\overline{\text{Nu}}$ = idem во всех камерах. Подобное изменение $\overline{\text{Nu}}$ отмечается и для других типов уплотнений.

Длина участка стабилизации зависит от типа уплотнения и от числа Re (рис. 5.58). На рисунке по оси ординат отложено предельное число уплотнительных гребней $z_{\text{пр}}$, после которого устанавливается стабильное для данного Re число Nu. В уплотнении (см. рис. 5.57, *а*) при $\text{Re} > 8 \cdot 10^3$ значение $z_{\text{пр}}$ мало зависит от числа Re. Опытами ЦКТИ и НМЗ установлено, что в таких лабиринтных уплотнениях течение имеет турбулентный характер. На входном участке средняя интенсивность теплообмена в 1,6 раза меньше. На участке стабилизированного теплообмена расчетная формула имеет вид

$$\text{Nu} = 0{,}12(\delta/h)^{0{,}15}(\delta/t)^{0{,}5}\text{Re}^{0{,}8}. \qquad (5.145)$$

Это уравнение справедливо при изменении определяющих параметров в следующих пределах: $\text{Re} = 1{,}5 \cdot 10^3 \ldots 1{,}3 \cdot 10^5$; $\delta/h = 0{,}05 \ldots 0{,}35$; $\delta/t = 0{,}58 \ldots 0{,}80$. За определяющий размер в числах Nu и Re принято удвоенное значение зазора δ, за определяющую скорость — среднерасходная скорость в этом зазоре. Физические константы в числах Nu и Re принимают по средней по длине лабиринта температуре среды. Получаемый из уравнения коэффициент теплоотдачи относится к полной поверхности теплообмена (с учетом тепловоспринимающей поверхности по контурам гребней) и к разности между среднемассовой температурой воздуха и температурой поверхности лабиринта (их средних значений по длине лабиринта).

В ступенчатых уплотнениях (см. рис. 5.57, *б*, *г*) течение и теплообмен характеризуются значительно более коротким участком стабилизации (см. рис. 5.58). По данным исследований, проведенных в ЦКТИ и ХПИ (ХТУ), переход от ламинарного режима течения к

турбулентному в каналах лабиринтных уплотнений этих типов происходит без отчетливо выраженной переходной области. Теплоотдачу к оребренной поверхности уплотнений этих типов на участке стабилизированного теплообмена можно подсчитывать по формуле, обобщающей исследования ЦКТИ и ХПИ (ХТУ):

$$\mathrm{Nu} = 3{,}3(\delta/h)^{0{,}7}(h/t)^{0{,}1}(b/t)^{0{,}32}\mathrm{Re}^{0{,}5},$$

где b — ширина выступа.

Формула справедлива при $\mathrm{Re} = 120\ldots4800$; $\delta/h = 0{,}06\ldots0{,}24$; $b/t = 0{,}07\ldots0{,}5$; $h/t = 0{,}3\ldots1{,}25$; коэффициент теплоотдачи отнесен к цилиндрической поверхности ротора, остальные параметры и физические константы определяют так же, как в уравнении (5.145). Следует отметить, что в исследованиях ИТТФ в каналах уплотнений этих типов наблюдалась только переходная область в большом диапазоне чисел Re, и значения Nu в 1,4—2,3 раза превышали значения, полученные в исследованиях ХТУ.

В прямоточном уплотнении (см. рис. 5.57, *в*), как показали исследования ЦКТИ, ХПИ (ХТУ) и НМЗ, значительная часть основного потока, примыкающего к статору, в отличие от течения в уплотнениях других типов движется прямолинейно, как в обычном кольцевом канале. Участок стабилизации включает небольшое число гребней ($z \le 10$, см. рис. 5.58), а зависимость $z_{\text{пр}}$ от числа Re, как и для ступенчатых уплотнений, выражена слабо. Характер течения в таком лабиринте переходный и турбулентный.

Теплопередача в гладком лабиринте с прямыми гребнями различна по данным разных исследований. По данным ЦКТИ, для участка стабилизированного теплообмена при $\mathrm{Re} = 1{,}7\cdot10^3\ldots1{,}7\cdot10^4$ и постоянных размерах прямоточного лабиринта ($\delta = 1$ мм; $t = 14$ мм; $h = 5$ мм) теплоотдачу к оребренной поверхности можно рассчитывать по уравнению $\mathrm{Nu} = 0{,}0011\mathrm{Re}^{1{,}1}$. На входном участке средний коэффициент теплоотдачи вдвое меньше, чем определенный по этой формуле.

В ХПИ (ХТУ) для интенсивности теплоотдачи гладкой поверхности прямоточного уплотнения получены следующие формулы:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}22\mathrm{Re}^{0{,}6}(\delta/t)^{0{,}085}(\delta/h)^{0{,}075}$$

при $\mathrm{Re} = 2{,}4\cdot10^2\ldots8{,}7\cdot10^3$;

$$\mathrm{Nu} = 0{,}039\mathrm{Re}^{0,8}(\delta/t)^{0,1}(\delta/h)^{0,1}$$

при $\mathrm{Re} = 8{,}7 \cdot 10^3 \ldots 1{,}7 \cdot 10^5$; $\delta/t = 0{,}12 \ldots 0{,}26$; $\delta/h = 0{,}05 \ldots 0{,}17$.

Теплоотдачу к оребренной поверхности, по данным ХПИ (ХТУ), рассчитывают по уравнению

$$\mathrm{Nu} = 0{,}22\mathrm{Re}^{0,65}(t/h_\text{г})^{0,24}(\delta/h_\text{г})^{0,045}, \tag{5.146}$$

где $\mathrm{Re} = 4 \cdot 10^3 \ldots 10^6$; $t/h_\text{г} = 0{,}44 \ldots 1{,}87$; $\delta/h_\text{г} = 0{,}07 \ldots 1{,}31$; $h_\text{г} = h - \delta$ — высота гребня.

Согласно данным НМЗ, теплоотдачу к оребренной поверхности прямоточного уплотнения находят по критериальной зависимости

$$\mathrm{Nu} = 0{,}043(\delta/h)^{0,3}(\delta/t)^{0,2}\mathrm{Re}^{0,8},$$

где $\mathrm{Re} = 1{,}8 \cdot 10^3 \ldots 2{,}2 \cdot 10^5$; $\delta/h = 0{,}055 \ldots 0{,}36$; $\delta/t = 0{,}006 \ldots 0{,}5$.

В уравнении (5.146) за определяющий размер принята удвоенная высота камеры лабиринта, за определяющую скорость — скорость в зазоре под гребнем, а коэффициент теплоотдачи отнесен к гладкой поверхности (без учета гребней). В остальных критериальных уравнениях определяющим размером является удвоенная ширина δ зазора между гребнем и валом (или статором), определяющей скоростью — среднерасходная скорость в зазоре, определяющей температурой — средняя по длине уплотнения температура воздуха, а коэффициент теплоотдачи отнесен к полной поверхности теплообмена.

В исследованном диапазоне изменения числа Re данные о теплоотдаче в прямоточных лабиринтах, полученные разными авторами, оказываются близкими друг к другу, расхождение не превышает $\pm 25\,\%$.

Для прямоточных и ступенчатых уплотнений (см. рис. 5.57, *в, г*) с небольшим количеством гребней $z = 5 \ldots 8$, характерных для промежуточных уплотнений роторов ГТУ, и при $\mathrm{M} \le 0{,}8$ можно пользоваться зависимостью ИТТФ

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0475\mathrm{Re}^{0,9}(\delta/h)^{-0,7}/k, \tag{5.147}$$

где $\mathrm{Re} = 2{,}5 \cdot 10^3 \ldots 2{,}5 \cdot 10^4$; $\delta/h = 0{,}12 \ldots 0{,}45$; k — коэффициент расхода для данного типа уплотнения, который выбирается по результатам, полученным Г.С. Скубачевским. Для гладкого лабиринтного уплотнения (см. рис. 5.57, *в*) с зазорами $\delta = 0{,}1 \ldots 0{,}4$ мм, высотой

$h = 4$ мм, шагом $t = 3{,}5$ мм, минимальной толщиной кромок 0,5 мм, радиусом скругления камеры $r = 1{,}5$ мм, углом гребня $\alpha = 30°$ и $z = 7$ коэффициент $k = 1{,}27$. Для ступенчатого лабиринтного уплотнения (см. рис. 5.57, *г*) с $\delta = 0{,}1 \ldots 0{,}4$ мм, $h = 7$ мм, $t = 3{,}5$ мм, минимальной толщиной кромок 0,5 мм, $r = 1{,}5$ мм, $\alpha = 30°$, высотой выступов $h_в = 3$ мм и $z = 7$ коэффициент $k = 0{,}7$.

В уравнении (5.147) определяющим размером является удвоенная высота $2h$ камеры лабиринта (удвоенный зазор между гладкими поверхностями ротора и статора), определяющей скоростью — среднерасходная скорость в камере, определяющей температурой — средняя по длине лабиринта среднемассовая температура воздуха. Коэффициенты теплоотдачи, определенные по уравнению (5.147), относятся к гладкой (без учета гребней) поверхности ротора (или статора) при разности температур поверхности лабиринта (средней по длине лабиринта) и среднемассовой воздуха (также средней по длине лабиринта).

Для определения условных коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{усл}$ в лабиринтных уплотнениях с гребнями, имеющими постоянную толщину Δ по длине, и в предположении равенства коэффициента теплоотдачи на гладких поверхностях уплотнения, боковых и наружных поверхностях гребней применяют формулу ИТТФ

$$\alpha_{усл} = \left[\alpha F_1 + \sqrt{\alpha F_2 \lambda_м \Pi_2}\ \mathrm{th}\left(h' \sqrt{\alpha \Pi_2 / F_2 \lambda_м}\right)\right] \Big/ (F_1 + F_2) \qquad (5.148)$$

или

$$\alpha_{усл} \approx \left[\alpha(t - \Delta) + \sqrt{2\alpha\lambda_м\Delta}\ \mathrm{th}\left(h' \sqrt{2\alpha/\lambda_м\Delta}\right)\right] \Big/ t, \qquad (5.149)$$

где $h' = h_г + 0{,}5\Delta$ — высота гребня, скорректированная с учетом теплообмена на его торце; F_1 и F_2 — суммарные площади поверхностей соответственно вала между гребнями и их оснований; Π_2 — периметр по контуру гребня; $\lambda_м$ — теплопроводность металла деталей уплотнения.

Уравнения (5.148) и (5.149) могут быть использованы для определения значений $\alpha_{усл}$ в лабиринтных уплотнениях с треугольными и трапециевидными гребнями; при этом значение Δ определяют посередине высоты гребня; для треугольных гребней (см. рис. 5.57, *в*, *г*) $h' = h_г$.

В ИТТФ получены критериальные соотношения для средних коэффициентов теплоотдачи на гладких поверхностях вала или статора при полном отсутствии подвода к ним теплоты по гребням. В прямоточных лабиринтных уплотнениях

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}02\mathrm{Re}^{0{,}9}(\delta/h)^{0{,}7}, \tag{5.150}$$

в ступенчатых

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}055\mathrm{Re}^{0{,}9}(\delta/h)^{0{,}7}. \tag{5.151}$$

В этих формулах определяющие параметры те же, что и в формуле (5.147). Формула (5.150) получена при следующих диапазонах изменения параметров: $\mathrm{Re} = (0{,}3\ldots2{,}5)\cdot10^4$; $\mathrm{M} < 0{,}8$; $\psi = T_\text{с}/T_\text{в} \approx 0{,}7$; $h = 3\ldots8$ мм; $\overline{\delta} = \delta/h = 0{,}12\ldots0{,}45$; $z = 6\ldots12$, а формула (5.151) — при $\mathrm{Re} = (0{,}35\ldots2)\cdot10^4$; $\mathrm{M} < 0{,}8$; $\varphi \approx 0{,}7$; $h = 5$ мм; $\overline{\delta} = 0{,}12\ldots0{,}22$; $z = 13$.

14 — 10681

Глава 6

ТЕЧЕНИЕ И ТЕПЛООБМЕН В КАНАЛАХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ СОПЛОВЫХ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

6.1. Способы интенсификации теплообмена в каналах

При конструировании охлаждаемых лопаток большое внимание уделяют интенсификации теплообмена во внутренних каналах, имеющих, как правило, сложные формы и поперечные сечения. Проблема интенсификации аналогична той, которую рассматривают при проектировании теплообменных аппаратов, так как охлаждаемые лопатки — это тоже, по сути, теплообменные аппараты, и основные цели интенсификации теплообмена в них во многом схожи с таковыми в теплообменных аппаратах: обеспечение минимальных размеров и массы теплообменного устройства, минимальных гидравлических потерь и расхода теплоносителя при заданном тепловом потоке. Вместе с тем охлаждаемые лопатки как теплообменные устройства отличаются от обычных теплообменных аппаратов: тепловые потоки в них значительно более интенсивные; глубина охлаждения существенно большая; лопатки работают при значительно больших напряжениях; размеры лопаток значительно меньшие, что вызывает трудности при размещении в них охлаждающих каналов. Частично по указанным причинам, а также из-за того, что материалами охлаждаемых лопаток служат высокожаропрочные и жаростойкие трудно обрабатываемые сплавы, изготовление внутренних каналов в них затруднено. Тем не менее интенсификацию теплообмена в охлаждающих каналах лопаток широко применяют, для чего используют высокие технологии.

Целесообразность и во многих случаях необходимость интенсификации теплообмена во внутренних каналах может быть показана следующим образом (доказательство КАИ).

Известно, что хладоресурс охлаждающего воздуха характеризуют коэффициентом

$$\eta_{\text{охл}} = \Delta T^*_{\text{охл}}/(T_{\text{л}} - T^*_{\text{охл.вх}}),$$

где $\Delta T^*_{\text{охл}} = T^*_{\text{охл.вых}} - T^*_{\text{охл.вх}}$ — подогрев охладителя внутри лопатки; $T^*_{\text{охл.вых}}$, $T^*_{\text{охл.вх}}$ — температуры торможения воздуха на выходе и входе в охлаждающие каналы; $T_{\text{л}}$ — температура лопатки.

Эффективность охлаждения лопаток турбины принято характеризовать величиной безразмерной температуры

$$\theta = (T^*_{\text{г}} - T_{\text{л}})/(T^*_{\text{г}} - T^*_{\text{охл.вх}}),$$

где $T^*_{\text{г}}$ — температура торможения газа, омывающего лопатку.

Введем безразмерный параметр

$$\tau = \frac{G_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}}}{\alpha_{\text{г}} F_{\text{г}}} = \frac{G_{\text{г}} c_{p\,\text{г}}}{\alpha_{\text{г}} F_{\text{г}}} \frac{G_{\text{охл}} \bar{c}_{p\,\text{охл}}}{G_{\text{г}} c_{p\text{г}}} = \frac{\overline{G}_{\text{охл}} \bar{c}_{p\,\text{охл}}}{\alpha^*_{\text{г}}};$$

тогда $\theta = \tau\eta_{\text{охл}}/(1 + \tau\eta_{\text{охл}})$.

В этих формулах $\overline{G}_{\text{охл}} = G_{\text{охл}}/G_{\text{г}}$ — относительный расход охлаждающего воздуха; $\bar{c}_{p\,\text{охл}} = c_{p\,\text{охл}}/c_{p\,\text{г}}$ — отношение удельных теплоемкостей охладителя и газа; $\alpha^*_{\text{г}} = \alpha_{\text{г}} F_{\text{г}}/(G_{\text{г}} c_{p\,\text{г}})$ — безразмерная величина, пропорциональная числу Стантона.

Из этих зависимостей следует, что при заданных внешней геометрии лопаточных решеток, режиме обтекания газом и относительном расходе воздуха повысить значение θ можно только при увеличении $\eta_{\text{охл}}$. Этого можно достичь интенсификацией внутренней теплоотдачи, чтобы $\eta_{\text{охл}} = 1$ (при внутреннем конвективном охлаждении) или $\eta_{\text{охл}} > 1$ (при конвективно-пленочном охлаждении).

Поскольку расход воздуха на охлаждение деталей газовой турбины составляет лишь малую долю от массы рабочего тела, то в качестве критерия эффективности мер по интенсификации теплоотдачи обычно используют относительное значение числа Нуссельта $\overline{\text{Nu}} = \text{Nu}/\text{Nu}_0$; здесь Nu_0 — число Нуссельта для случая без интенсификации теплоотдачи. Предпочтение отдают тому способу интенсификации, при котором значение $\overline{\text{Nu}}$ получается максимальным, а реализация не вызывает особых технологических трудностей.

Как указано в п. 5.1, одним из первых мероприятий по интенсификации теплоотдачи в охлаждающих каналах лопаток турбин была установка внутрь полых лопаток специальных вставок-дефлекторов, которые обеспечивали протекание охлаждающего воздуха по узким каналам между самим дефлектором и внутренней стенкой лопатки. При уменьшении дефлектором площади проходного сечения в 2 раза теплоотдача возрастает примерно в 2,4 раза. Кроме того, установка дефлектора позволяет более полно использовать хладоресурс воздуха, так как при прочих одинаковых условиях воздух успевает нагреваться до более высокой температуры, прежде чем вытечет из лопатки.

Усовершенствованные дефлекторы широко и успешно применяют и в современных лопатках, имеющих поперечную, продольную или комбинированную схемы течения охлаждающего воздуха.

Другим распространенным способом интенсификации теплообмена в каналах лопаток с продольным течением охлаждающего воздуха является измельчение каналов для прохода охлаждающего воздуха и соответственно увеличение их числа. При неизменных суммарной площади F_0 проходного сечения и расходе охлаждающего воздуха $G_{\text{охл}}$ теплосъем при этом способе интенсификации возрастает прежде всего вследствие увеличения теплообменной поверхности и лишь в незначительной степени из-за увеличения коэффициента теплоотдачи. При увеличении числа круглых отверстий в 2 раза теплообменная поверхность возрастает примерно в 1,5 раза, а при сохранении турбулентного режима течения в измельченных каналах коэффициенты теплоотдачи при неизменной суммарной площади F_0 возрастают согласно соотношению

$$\alpha/\alpha_0 \approx (z/z_0)^{0,1},$$

где z_0, z — число отверстий первоначальное и после измельчения.

Измельчение каналов позволяет решать и другую важную задачу конструирования охлаждаемых лопаток — выравнивание поля температур по сечению лопатки благодаря возможности размещения каналов малого диаметра вблизи наиболее нагретых участков лопатки: входной и выходной кромок, отдельных участков спинки и вогнутой поверхности. Кроме того, в такой конструкции имеется возможность подавать охлаждающий воздух несколькими потоками с различными параметрами к разным участкам и таким образом также выравнивать температурное поле лопатки.

Охлаждающие каналы лопаток имеют различную форму поперечного сечения: круглую, прямоугольную, треугольную, эллиптическую и другую — и могут включать различные типы интенсификаторов. Наиболее часто используют следующие виды интенсификаторов и способы интенсификации.

1. Ребра прямоугольного, треугольного, трапециевидного сечений, расположенные в канале вдоль потока охладителя и увеличивающие поверхность теплообмена без существенного повышения гидравлического сопротивления.

2. Ребра прямоугольного, треугольного, цилиндрического сечений, расположенные поперек потока; штырьки или цилиндрические интенсификаторы; прямолинейные перемычки различной формы, увеличивающие не только поверхность теплообмена, но и интенсивность теплообмена вследствие усиления перемешивания охладителя вблизи поверхности в результате образования вихревых течений за препятствиями.

3. Струйное охлаждение посредством выдува струй охладителя в сносящий поток, обтекающий охлаждаемую поверхность, например, выдув охлаждающего воздуха из отверстий дефлектора по нормали к охлаждаемой поверхности на вогнутую поверхность передней кромки лопатки.

4. Интенсификация теплообмена посредством генерирования высокочастотных колебаний потока охлаждающего воздуха, реализуемых посредством парциальной (пульсационной) подачи охлаждающего воздуха к ротору (и лопаткам) турбины.

В сопловых лопатках оребрение практически всегда приводит к повышению эффективности охлаждения. В рабочих лопатках оребрение может увеличить нагрузку от сил инерции, поэтому целесообразно применять не поперечное, а продольное оребрение, которое в наибольшей степени интенсифицирует теплосъем и одновременно мало увеличивает дополнительную нагрузку на лопатки от сил инерции ребер.

При любом способе оребрения повышение теплоотдачи происходит в результате увеличения, во-первых, площади F_0 поверхности теплообмена и, во-вторых, из-за увеличения коэффициентов теплоотдачи вследствие дополнительной турбулизации потока. При некоторых типах оребрения F_0 может возрасти в 2 раза и более, тогда как коэффициенты теплоотдачи остаются при этом неизменными или

даже уменьшаются. Существенное возрастание α (в 2–3 раза) наблюдается только при соблюдении определенных соотношений геометрических размеров ребер. При поперечном оребрении щелевых каналов интенсификация теплоотдачи наступает благодаря турбулизации пристенного слоя в потоке охлаждающего воздуха периодическими отрывами потока за ребрами; таким образом, ребра выполняют роль турбулизаторов потока — генераторов турбулентности, интенсифицирующих теплоотдачу.

При выборе оптимальных (для получения оптимального отношения $(\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0)_{\max}$) геометрических соотношений диаметра D_0 гладкого круглого в сечении канала, высоты h ребра, диаметра d диафрагмы и шага t ребер Э.К. Калинин и другие рекомендуют придерживаться следующих соотношений:

$$(t/h)_{\mathrm{opt}} \approx 10; \quad (d/D_0)_{\mathrm{opt}} \approx 0{,}9\ldots0{,}95; \quad (h/D_0)_{\mathrm{opt}} = 0{,}025\ldots0{,}05.$$

Эти же соотношения можно использовать для щелевых каналов, но вместо D_0 надо брать эквивалентный диаметр проходного сечения $D_э$, причем, как и в каналах круглого сечения, $(t/h)_{\mathrm{opt}} \approx 10$, а относительная высота ребер $h/D_э = 0{,}015\ldots0{,}025$.

В табл. 6.1 приведены значения отношения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{охл.р}}$ в каналах с круглым сечением и поперечными кольцевыми ребрами к коэффициенту теплоотдачи $\alpha_{\text{охл}}$ в каналах без ребер.

Таблица 6.1. **Интенсификация теплоотдачи в каналах с круглым сечением и поперечными кольцевыми ребрами**

d/D_0	$\alpha_{\text{охл.р}}/\alpha_{\text{охл}}$		
	$\mathrm{Re} = 10^4$	$\mathrm{Re} = 10^5$	$\mathrm{Re} = 4 \cdot 10^5$
$t/D_0 = 0{,}25$			
0,9	2,65	2,82	3,08
0,95	2,14	2,28	2,45
$t/D_0 = 0{,}5$			
0,9	2,54	2,67	2,92
0,95	2,05	2,12	2,28
$t/D_0 = 1{,}0$			
0,9	2,27	2,41	2,47
0,95	1,69	1,85	1,75

При применении в охлаждающих каналах в качестве интенсификаторов *штырьков* (выступов или перемычек цилиндрической формы) или *бугорков* (выступов или перемычек конической формы) — круглых, овальных или каплеобразных в сечении ребер-перемычек между выпуклой и вогнутой частями профиля лопатки — физическая суть интенсификации теплообмена такая же, как и в матрице теплообменника с поперечным обтеканием труб в щелевом канале. При таком обтекании происходят периодические срывы потока, вихреобразование, усиление турбулентных пульсаций потока и разгон его в узких сечениях пространства между интенсификаторами рассматриваемого типа.

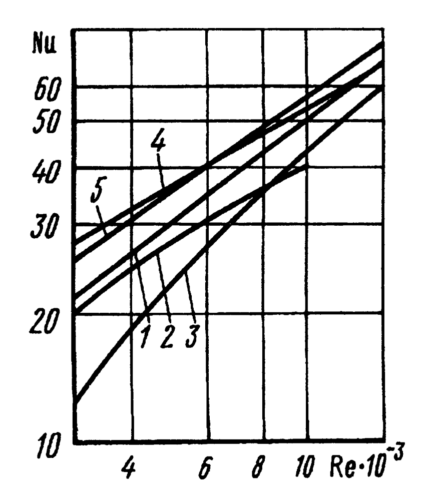


Рис. 6.1. Графики зависимости Nu от Re в щелевом канале со штырьками

На рис. 6.1 приведены обобщенные данные экспериментального изучения теплоотдачи в щелевых каналах со штырьками. Кривая *1* относится к коридорному расположению цилиндрических штырьков-перемычек при $t/d = 3{,}18$; кривая *2* — к шахматному расположению при $t/d = 2$; кривая *3* построена для щелевого канала с бугорками (выштамповками); кривые *4* и *5* построены по обобщающим зависимостям вида $\mathrm{Nu} = A\mathrm{Re}^m$ при $\mathrm{Re} = 2 \cdot 10^3 \ldots 2 \cdot 10^4$, значениях относительного шага $t/d = 2 \ldots 4$, отношениях диаметра штырьков к их высоте $d/\delta = 0{,}6 \ldots 1$. В качестве определяющих параметров при подсчете значений критериев приняты эквивалентный диаметр $d_э = 4F/\Pi$ и скорость c в наиболее узком сечении площадью F и периметром П. Для коридорного расположения цилиндрических штырьков $A = 0{,}05$, $m = 0{,}75$; для шахматного — $A = 0{,}152$, $m = 0{,}64$. Физические константы определяли по среднеарифметической температуре при входе в канал и выходе из него. Коэффициент теплоотдачи отнесен ко всей площади фактической поверхности, включая поверхность штырьков. При уменьшении диаметра штырьков и соответственно при увеличении их числа ($t/d = \mathrm{const}$) интенсификация теплоотдачи возрастает.

По сравнению с исходным гладким щелевым каналом теплосъем при таком способе интенсификации возрастает в 3–5 раз, однако при

этом еще больше растут гидравлические сопротивления. Для их уменьшения применяют хорошо обтекаемые штырьки: теплоотдача при этом меняется мало, а гидравлическое сопротивление уменьшается в несколько раз.

Цилиндрические штырьковые турбулизаторы используют не только в центральной части лопаток с продольными каналами, но и в наиболее теплонапряженных местах лопаток с комбинированным течением охлаждающего воздуха, в первую очередь в зоне лопатки, примыкающей к выходной кромке.

Для оценки интенсификации теплоотдачи в сопловых и рабочих лопатках на участке с шахматным расположением штырьков используют формулу Фолкнера

$$\mathrm{Nu}_D/\mathrm{Nu}_0 = 4{,}14\mathrm{Re}_D^{-0{,}2946}\exp\left\{-\left[3{,}094d/t + 0{,}89(t/L)^{0{,}5075}\right]\right\},$$

где Nu_D, Re_D — числа Нуссельта и Рейнольдса (определяющий размер — гидравлический диаметр канала для прохода воздуха); d, t, L — соответственно диаметр, шаг и длина штырьков.

К способу интенсификации теплообмена в каналах лопаток путем турбулизации потока относятся конструктивные схемы, показанные на рис. 6.2 на примере организации охлаждения выходных кромок сопловых и рабочих лопаток. По сравнению с описанным выше способом интенсификации путем измельчения каналов (рис. 6.2, *а*) значительно лучший результат получают, если каналы выполняют перекрещивающимися (рис. 6.2, *б*), зигзагообразными (рис. 6.2, *в*) или перекрещивающимися зигзагообразными (рис. 6.2, *г*). Эти конструктивные варианты могут сочетаться в одной лопатке. Так, вначале могут быть применены штырьковые турбулизаторы, а ближе к концу лопатки — одна из описанных схем интенсификации (например, схема на рис. 6.2, *а* или 6.2, *г*). Для диффузорно-конфузорных каналов (рис. 6.2, *д*) $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0 = 1{,}3\ldots1{,}5$.

Следующий способ интенсификации теплообмена — путем ***струйного натекания воздуха на охлаждаемую поверхность*** — позволяет получить существенное увеличение коэффициентов теплоотдачи: по данным Л.М. Зысиной-Моложен местные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{стр}}$ в месте "пятна" струи могут возрасти в 5 раз и более по сравнению с α_0 при стабилизированном течении в трубах и при одинаковых числах Рейнольдса. По мере удаления от границы "пятна" $\alpha_{\text{стр}}$ быстро убывает и при $\Delta l/d_{\text{стр}} > 10$, где Δl — расстояние от границы "пятна"; $d_{\text{стр}}$ — диаметр струи, $\alpha_{\text{стр}}/\alpha_0 \approx 1{,}4\ldots1{,}6$.

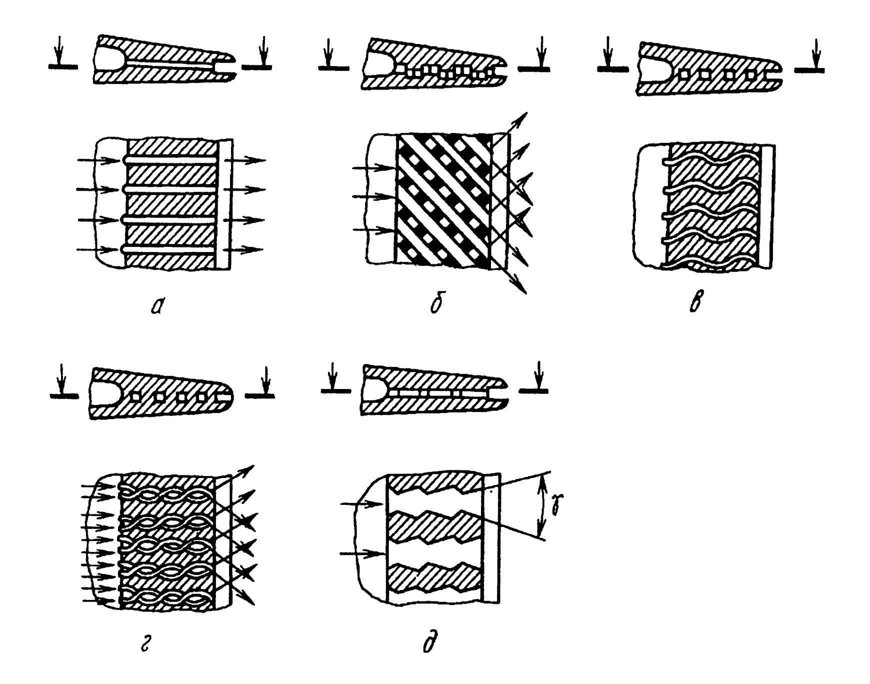


Рис. 6.2. Схемы интенсификации теплоотдачи в охлаждающих каналах выходных кромок лопаток:
а – мелкие каналы; *б* – перекрещивающиеся прямолинейные каналы; *в* – зигзагообразные каналы; *г* – перекрещивающиеся зигзагообразные каналы; *д* – диффузорно-конфузорные каналы

Местную и среднюю теплоотдачу на расстоянии x от центра "пятна" струи рассчитывают по рекомендациям Л.М. Зысиной-Моложен и других:

$$\mathrm{Nu}_{d_{\text{стр}}} = 1{,}2\mathrm{Re}_{d_{\text{стр}}}^{0{,}58}(\overline{h})^{-0{,}62},$$

где $\mathrm{Re}_{d_{\text{стр}}} > 2000$; $\overline{h} = (h/d_{\text{стр}}) < 14$; h — длина струи, т.е. расстояние от носика дефлектора до охлаждаемой поверхности, и

$$\mathrm{Nu}_{\text{стр}x} \approx 0{,}36\mathrm{Re}_x^{0{,}62},$$

где $\mathrm{Re}_x = w_x x/\gamma$; $w_x = w_{\text{стр}}\sqrt{7/\overline{h}}$ — скорость струи на выходе из носика дефлектора.

Эффективность струйного способа интенсификации теплоотдачи иллюстрируется рис. 6.3. Здесь $\theta_{\text{ср}} = (T_{\text{г}}^* - T_{\text{ср}})/(T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл.вх}}^*)$. При реальных относительных расходах охлаждающего воздуха $g_{\text{охл}} = 0{,}015\ldots0{,}03\,\%$ средняя эффективность охлаждения прибли-

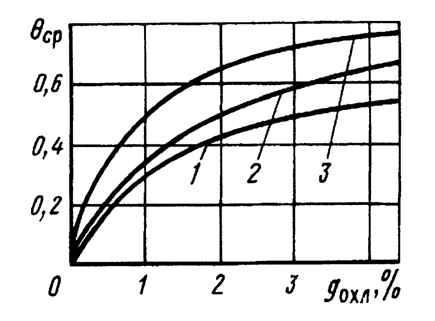


Рис. 6.3. Графики изменения средней эффективности охлаждения $\theta_{ср}$ лопаток турбин:
1 – без оребрения; *2* – с оребрением; *3* – с оребрением и струйным натеканием

зительно в 1,5 раза больше, чем в обычных дефлекторных лопатках с гладким щелевым каналом.

Натекание воздуха струями из отверстий на охлаждаемую внутреннюю поверхность лопатки происходит, как правило, при наличии поперечного сносящего потока воздуха. В зоне струйного охлаждения при этом $\alpha_{стр.ср}/\alpha_0 = 2 \ldots 3$, где α_0 — коэффициент теплоотдачи, подсчитываемый по зависимости для течения в прямой трубе с круглым сечением с соответствующими множителями-поправками, учитывающими влияние температурного фактора $T_с/T_{охл}$ и других воздействий.

Значительной интенсификации теплоотдачи в канале можно добиться созданием высокочастотных пульсаций (колебаний) давления и скорости в потоке охлаждающего воздуха (пульсирующего течения). Такое течение получают при периодическом динамическом воздействии на поток воздуха с помощью различных устройств, достаточно простых по конструкции. Например, пульсирующее течение в охлаждающих каналах рабочих лопаток получают путем прерывистой подачи воздуха при входе в каналы. Для этого воздушные сопла, через которые подводят воздух к ротору, например такие, которые составляют аппарат спутной закрутки (см. рис. 5.8), группируют в нескольких местах по окружности. При вращении ротора входные отверстия охлаждающих каналов периодически оказываются против воздушных сопл, и давление на входе возрастает на величину динамической добавки от скорости истечения из сопл. В сопловых лопатках пульсации потока возникают, например, при применении специальных акустических пульсаторов, предложенных А.В. Шараповым в КАИ.

Динамические пульсации воздуха в каналах интенсифицируют теплоотдачу в зоне пульсирующего течения в среднем в 1,3–1,5 раза. Как показали экспериментальные исследования, выполненные

Б.М. Галицейским и другими, одним из основных параметров, влияющих на теплообмен, является амплитуда колебаний массовой скорости $\Delta(\rho u)_0$, увеличение которой приводит к росту интенсивности переноса теплоты. Поскольку при резонансных колебаниях воздуха в канале амплитуда колебаний скорости значительно увеличивается, влияние колебаний воздушного потока на теплообмен максимально. В силу особенностей стоячих волн, возбуждаемых в канале при резонансных акустических колебаниях воздушного потока, влияние их на интенсивность теплообмена существенно неравномерно по длине канала. Максимальное увеличение интенсивности теплообмена наблюдается в месте пучности скорости стоячей волны, т.е. в зоне максимальной амплитуды колебания скорости воздушного потока. Наоборот, в узлах скорости стоячей волны — минимальная интенсивность теплообмена, и в некоторых случаях она может уменьшаться по сравнению с интенсивностью теплообмена при стационарном течении и одинаковых прочих условиях. Число максимумов и минимумов значений коэффициентов теплоотдачи, реализуемых вдоль канала, определяется номером резонансной гармоники: для первой резонансной гармоники в акустически закрытом канале реализуются один максимум и два минимума значений коэффициентов теплоотдачи, для второй — два максимума и три минимума и т.д.

Возрастание коэффициента теплоотдачи при наличии пульсаций потока воздуха линейно зависит от относительной амплитуды колебания скорости. При значительных величинах этого параметра в зоне пучности скорости стоячей волны максимальный коэффициент теплоотдачи может увеличиваться в 5 раз и более по сравнению с коэффициентом теплоотдачи в стационарных условиях.

Существенное увеличение теплообмена внутри охлаждающих каналов наблюдается при впрыске небольшого количества жидкости в поток охлаждающего воздуха. При этом происходит, во-первых, испарение жидкости и снижение благодаря этому температуры охлаждающего воздуха; во-вторых, турбулизация потока частицами впрыскиваемой жидкости; в-третьих, увеличение массового расхода охлаждающего воздуха.

Влияние впрыска различных жидкостей на теплоотдачу в лопатках газовых турбин показано на рис. 6.4, где на оси абсцисс отложен расход впрыскиваемой жидкости $G_{\text{ж}}$, отнесенный к расходу охлаждающего воздуха $G_{\text{охл}}$, а на оси ординат — отношение $\text{Nu}_{\text{см}}/\text{Nu}_{\text{охл}}$ ($\text{Nu}_{\text{охл}}$ — число Нуссельта, полученное при охлаждении лопаток

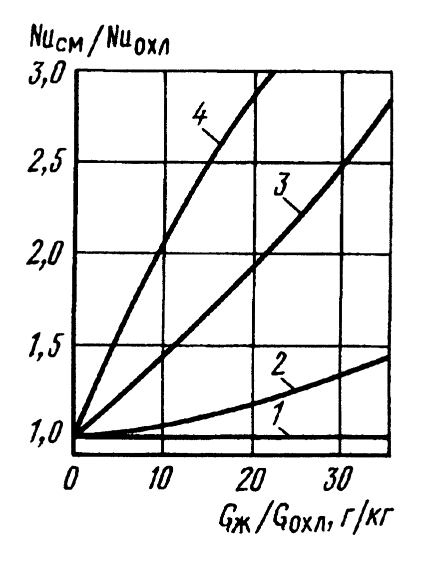


Рис. 6.4. Результаты опытов по интенсификации теплоотдачи в дефлекторных лопатках впрыском жидкостей в поток воздуха:

1 – без впрыскивания; *2* – керосина; *3* – смеси (1 : 1) воды с метанолом; *4* – дистиллированной воды

"чистым" воздухом, а $\mathrm{Nu}_{\text{см}}$ — смесью воздуха с жидкостью). Из приведенных данных следует, что, например, для повышения интенсивности теплообмена вдвое требуется впрыскивать на 1 кг охлаждающего воздуха приблизительно 10 г воды или 20 г смеси воды с метанолом (в отношении 1:1).

Для определения коэффициента интенсификации при впрыске в охлаждающий воздух дистиллированной воды можно применять уравнение

$$\mathrm{Nu}_{\text{см}}/\mathrm{Nu}_{\text{охл}} = 1 + 0{,}75\,\frac{(G_{\text{ж}}/G_{\text{охл}})^{0{,}8}(T_{\text{см}}/T_{\text{с}})^{1{,}65}}{\mathrm{Re}_{\text{см}}^{0{,}08}},$$

где $T_{\text{см}}$ — температура смеси.

При получении этой формулы за определяющий размер принят эквивалентный диаметр охлаждающего канала; физические константы $\lambda_{\text{см}}$ и $\mu_{\text{см}}$ находили по таблицам для воздуха по значению для $T_{\text{см}}$. Формула применима в диапазоне следующих значений параметров: $\mathrm{Re} = (0{,}6\ldots2)\cdot10^5$; $T_{\text{см}}/T_{\text{с}} = 0{,}6\ldots0{,}9$; $G_{\text{ж}}/G_{\text{охл}} = 0\ldots30$ г/кг. При этом расход жидкости $G_{\text{ж}}$ не должен превышать расхода, соответствующего объему жидкости, которая испаряется в потоке воздуха при данных условиях. Этот расход можно определить по таблицам влажного пара соответствующих жидкостей.

По данным некоторых исследований, при расходе воды всего 5 % от расхода топлива эффективность охлаждения $\theta_{\text{ср}}$ возрастает на 25 %.

6.2. Теплоотдача в охлаждающих каналах лопаток газовых турбин с воздушным охлаждением

Как уже было рассмотрено, внутренние каналы лопаток, по которым протекает охлаждающий воздух, отличаются большим разнообразием форм и размеров и характером течения. Течение воздуха в каналах сопловых лопаток обусловлено перепадом давлений при входе и выходе, а в каналах рабочих лопаток, кроме того, воздействием сил инерции. Течение воздуха в каналах, как правило, турбулентное.

Рассмотрим основные положения расчета теплообмена в каналах лопаток современных газовых турбин. Достаточно точные аналитические решения поставленной задачи отсутствуют, поэтому используют эмпирические зависимости, полученные для конкретных диапазонов изменения определяющих параметров.

Согласно сведениям, изложенным в предыдущих параграфах, схема охлаждения любой сопловой или рабочей лопатки представляет собой сочетание отдельных элементов: каналов различной формы и кривизны, плоских щелей, участков со струйным натеканием, участков с оребрением, участков со штырьками или перемычками и т.д. Такое разнообразие элементов связано со стремлением изменять в широких пределах коэффициенты теплоотдачи в тракте охлаждения в соответствии с изменением коэффициентов теплоотдачи от газа лопатке. Рассмотрим закономерности теплообмена в указанных элементах, после чего применим эти закономерности к расчету лопаток с различными схемами охлаждения.

6.2.1. Теплоотдача в охлаждающих каналах сопловых лопаток

Среди всех схем воздушного охлаждения сопловых лопаток наибольшее распространение нашло внутреннее конвективное охлаждение, дополненное различными способами интенсификации, рассмотренными в п. 6.1. Особенности конструкции типичной лопатки с таким охлаждением показаны на рис. 5.19 и описаны в п. 5.1.2.

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{в}}$ от стенок лопатки к воздуху оказываются существенно различными на разных участках внутреннего обвода профиля, поэтому их целесообразно определять раздельно (по аналогии с $\alpha_{\text{г}}$) для участков внутреннего обвода профиля (рис. 6.5):

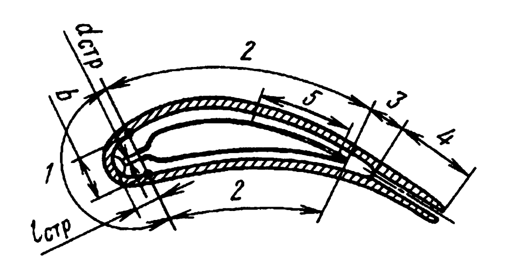


Рис. 6.5. Схема расположения участков и каналов охлаждения в сопловой лопатке дефлекторного типа:

1 – участок охлаждения входной кромки; *2* – участки охлаждения вогнутой части и спинки профиля; *3* – участок воздушной полости за кормой дефлектора; *4* – участок выпускных каналов в выходной кромке; *5* – участок струйного охлаждения через перфорированную стенку дефлектора; b – ширина внутренней полости в плоскости среза носика дефлектора; $d_{\text{стр}}$ – диаметр струи; $l_{\text{стр}}$ – расстояние от носика дефлектора до внутренней стенки входной кромки (длина струи)

в зоне входной кромки; в каналах вдоль спинки и вогнутой поверхности лопатки; в зоне выходной кромки, которая может быть разделена на участок смешения струй воздуха за кормой дефлектора и на участок выпускных каналов в выходной кромке. При расчете учитывают особенности теплоотдачи на участках струйного охлаждения (или в зонах расположения иных интенсификаторов охлаждения).

На *участке 1* входная кромка охлаждается струями воздуха, вытекающими из отверстий в носике дефлектора. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{стр}}$ в области торможения струи на поверхности входной кромки можно определить, используя формулу Гауглера

$$\text{St}_{\text{стр}} = 0{,}355\text{Re}^{-0{,}27}(F/b)^{-0{,}52}, \qquad (6.1)$$

где F — площадь “пятна” от натекающей на стенку лопатки струи. Число Стантона $\text{St}_{\text{стр}} = \alpha_{\text{стр}}/(\rho w c_p)_{\text{стр}}$ рассчитывают по ρ, w и c_p на срезе выпускного отверстия в носике дефлектора. При определении числа Рейнольдса за характерный линейный размер принят диаметр струи $d_{\text{стр}}$, за определяющие параметры — те же параметры, что и при определении числа Стантона.

Средний по внутреннему обводу входной кромки коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{охл}1}$ на всем участке входной кромки определяют по критериальному соотношению, полученному С.В. Гуровым:

$$\mathrm{Nu}_{\text{охл1}} = 0{,}0984\mathrm{Re}^{0{,}7}_{\text{охл1}} \left(\frac{d_{\text{стр}}}{l_{\text{стр}}} \frac{F_{\text{вых}}}{F_1} \frac{\mu_{\text{вых}}}{\mu} \right)^{-0{,}306} K, \qquad (6.2)$$

где $\mathrm{Nu}_{\text{охл1}} = \alpha_{\text{охл1}} d_{\text{стр}}/\lambda_{\text{охл}}$; $\mathrm{Re}_{\text{охл1}}$ — число Рейнольдса, определяемое по приведенному гидравлическому диаметру струи $d_{\text{стр}} = 4F_1/\Pi$; F_1 — площадь выпускных отверстий в носике дефлектора; Π — их периметр; $l_{\text{стр}}$ — расстояние от носика дефлектора до стенки входной кромки (длина струи); $F_{\text{вых}}$ — площадь отверстий на выходе из лопатки (в выходной кромке); $\mu_{\text{вых}}/\mu$ — отношение коэффициентов расхода в отверстиях выходной кромки и дефлектора; K — поправочный множитель, отражающий влияние температурного фактора и других воздействий. При $T_{\text{с}} > 1000$ К можно принимать $K = 1$. Если отверстия в дефлекторе выполнять, как это обычно делается, в виде суживающихся сопл (конфузорными), а в щелях в выходной кромке не делать специальных турбулизаторов (например, в виде штырьков), существенно увеличивающих гидравлическое сопротивление щелей, то можно принимать коэффициенты расхода равными, т.е. $\mu_{\text{вых}}/\mu = 1$.

В формуле (6.2) в качестве определяющих приняты параметры воздуха при выходе из дефлектора. Формула пригодна для применения при $1{,}7 \cdot 10^3 \le \mathrm{Re}_{\text{охл}} \le 6 \cdot 10^3$.

Для улучшения охлаждения входной кромки ее внутреннюю поверхность выполняют оребренной (см. рис. 5.20 и 6.5). В этом случае влияние оребрения на теплоотдачу учитывают коэффициентом оребрения

$$\eta_{\text{р1}} = \frac{t_1 - a_1}{t_1} + \frac{2}{m_1 t_1} \frac{I_1(m_1 r_{\text{экв.р}})}{I_0(m_1 r_{\text{экв.р}})},$$

где t_1 и a_1 — шаг оребрения и толщина ребра; $m_1 = \sqrt{2\alpha_{\text{охл1}}/(a_1 \lambda_{\text{с}})}$; $\lambda_{\text{с}}$ — теплопроводность материала стенки лопатки; I_0 и I_1 — функции Бесселя первого рода нулевого и первого порядка соответственно; $r_{\text{экв.р}} = L_{\text{экв.р}}/\pi$; $L_{\text{экв.р}}$ — часть оребренной длины окружности по внутреннему радиусу входной кромки. Тогда коэффициент теплоотдачи с учетом оребрения

$$\alpha_{\text{охл1р}} = \alpha_{\text{охл1}} \eta_{\text{р1}}. \qquad (6.3)$$

На *участке 2* (см. рис. 6.5) спинка и вогнутая поверхность лопатки охлаждаются воздухом, протекающим в щелевом канале между стенкой лопатки и дефлектором. Характерными особенностями

течения на этом участке является высокая степень турбулентности и односторонний подвод теплоты через стенку лопатки. Относительная длина охлаждающих каналов l/d на этих участках обычно велика, и для расчета средней теплоотдачи по рекомендациям С.З. Копелева и С.В. Гурова применяют критериальные соотношения, полученные для прямых труб различного сечения, при турбулентном режиме течения воздуха, вводя в эти соотношения соответствующие поправки:

$$\mathrm{Nu}_{\text{охл}2} = \alpha_{\text{охл}2} d_{\text{э}}/\lambda_{\text{в}} = 0{,}018\mathrm{Re}_{\text{охл}2}^{0,8}\varepsilon_t\varepsilon_R\varepsilon_l, \qquad (6.4)$$

где $d_{\text{э}} = 2\delta_{\text{щ}}$ при течении через щелевой канал; $\delta_{\text{щ}}$ — высота щели; при течении через канал другой формы $d_{\text{э}} = 4F/\Pi$; F — площадь поперечного сечения канала; Π — смачиваемый периметр канала; $\mathrm{Re}_{\text{охл}2} = w_{\text{в}} d_{\text{э}}/\nu_{\text{в}} = G_{\text{в}} d_{\text{э}}/(F\mu_{\text{в}})$; $\nu_{\text{в}}$ и $\mu_{\text{в}}$ — соответственно кинематическая и динамическая вязкость охлаждающего воздуха; ε_t — коэффициент, учитывающий влияние температурного фактора $T_{\text{с}}/T_{\text{в}}^*$, асимметричность подвода теплоты к стенке и степень турбулентности потоков воздуха и газа; ε_R и ε_l — коэффициенты, учитывающие влияние радиуса кривизны канала R и его относительной длины $\bar{l} = l/d_{\text{э}}$.

Физические константы и скорость определяют по средним их значениям при входе в канал и выходе из него. При течении воздуха с большими скоростями, соответствующими числам Маха $\mathrm{M} > 0{,}2$, учитывают сжимаемость потока.

Коэффициент $\varepsilon_R = 1 + 1{,}77 d_{\text{э}}/R$; коэффициент ε_l можно найти по рис. 6.6. Коэффициент ε_t может быть введен в виде отношения $\varepsilon_t = (T_{\text{в}}^*/T_{\text{с}})^{0,55}$. Формула (6.4) обычно применима при $\mathrm{Re}_{\text{охл}2} >$ $> 2300 + 10500(d_{\text{э}}/l)^{0,3}$, $R/d_{\text{э}} = 3\ldots12$. В указанных пределах изменения числа Рейнольдса могут принимать значения в диапазоне $500 \le \mathrm{Re}_{\text{охл}2} \le 10^4$. Столь малые значения $\mathrm{Re}_{\text{охл}2}$ допускаются из-за

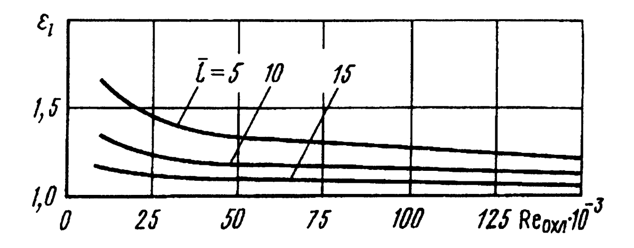


Рис. 6.6. Влияние относительной длины канала на интенсивность теплоотдачи

того, что турбулентный режим течения воздуха в каналах затягивается в область малых чисел Рейнольдса, что связано с интенсивной турбулизацией потока при входе (на участке канала, примыкающем к входной кромке) и с односторонним подводом теплоты вдоль канала. Влияние одностороннего подвода теплоты иногда учитывают коэффициентом ε_{c}, который в качестве множителя вводят в правую часть уравнения (6.4). Тогда

$$\text{Nu}_{\text{охл2}} = 0{,}018\text{Re}_{\text{охл2}}^{0,8}\varepsilon_t\varepsilon_R\varepsilon_l\varepsilon_{\text{c}}. \quad (6.5)$$

Коэффициент ε_{c} определен экспериментально при $\text{Re}_{\text{г}} = (0{,}55\ldots12)\cdot10^6$; $\text{Re}_{\text{охл2}} = (0{,}58\ldots12{,}5)\cdot10^3$; $T_{\text{в}}^* = 300\ldots900$ K; $T_{\text{г}}^* \le 1300$ K и $T_{\text{c}} = 470\ldots1200$ K. Опыты показали, что интенсивность теплообмена в охлаждающих каналах вдоль срединного участка профиля лопатки меньшая, чем в каналах такого же удлинения, но при симметричном подводе теплоты, вследствие уменьшения коэффициента теплоотдачи к воздуху. Для лопаток с гладкой внутренней поверхностью это уменьшение составляет 30 %, а с оребренной — 15 %, т.е. $\varepsilon_{\text{c}} = 0{,}7\ldots0{,}85$.

Интенсификацию теплообмена благодаря оребрению внутренней поверхности лопатки на срединном участке профиля учитывают так же, как и на участке входной кромки, т.е. введением коэффициента оребрения

$$\eta_{\text{р2}} = \frac{\alpha_{\text{охл2}}(t_2 - a_2) + a_2\lambda_{\text{c}}m_2\,\text{th}\,(m_2c_2)}{\alpha_{\text{охл2}}\,t_2},$$

где $m_2 = [2\alpha_{\text{охл2}}/(\lambda_{\text{c}}a_2)]^{0,5}$; тогда

$$\alpha_{\text{охл2р}} = \alpha_{\text{охл2}}\,\eta_{\text{р2}}. \quad (6.6)$$

Как указано в п. 6.1, с целью интенсификации теплоотдачи на участках спинки и вогнутой поверхности применяют струйное охлаждение — струйное натекание воздуха через отверстия в дефлекторе. В зонах струйного охлаждения в условиях сносящего потока наблюдается существенное (в 1,5 раза и более) усиление теплоотдачи по сравнению с теплоотдачей, рассчитанной по формуле (6.4). Применительно к сопловым и рабочим лопаткам в случае струйного охлаждения со сносящим потоком в практике расчетов получила распространение формула Савостина

$$\text{Nu}_{\text{стр2}} = \varphi_1\varphi_2\text{Re}_{\text{стр2}}^{m}\text{Pr}^{0,43}(S/d_{\text{стр}})^{0,09}. \quad (6.7)$$

Показатель степени m и коэффициенты φ_1 и φ_2 зависят от характерных геометрических соотношений: шага t между отверстиями, диаметра $d_{\text{стр}}$ струй, ширины S канала в месте вдува и др. Формула (6.7) справедлива при

$$1 \le S/d_{\text{стр}} \le 4{,}8; \quad 3 \cdot 10^2 \le \text{Re}_{\text{стр}2} \le 3 \cdot 10^4; \quad 3{,}1 \le t/d_{\text{стр}} \le 12{,}5;$$
$$5 \cdot 10^{-3} \le \left(\sum F_{\text{стр}}/F_{\text{вых}}\right) \le 8 \cdot 10^{-2},$$

где $F_{\text{стр}}$ — площадь сечения струи; $F_{\text{вых}}$ — площадь проходного сечения канала на выходе.

На *участке 3* (см. рис. 6.5) происходит смешивание потоков охлаждающего воздуха, вытекающего в область за кормой дефлектора из щелей, расположенных вдоль спинки и вогнутой поверхности, после чего воздух поступает на участок *4* выпускных каналов в выходной кромке.

Характер теплоотдачи на участке *3* определяется формой кормовой части дефлектора, резким расширением сечения внутренней полости дефлектора перед конфузорным каналом. В первом приближении местное значение коэффициента теплоотдачи перед входом в выпускные каналы приближенно определяют по формуле (6.3). Местные значения $\alpha_{\text{охл}}$ в других сечениях участка *3* оценивают линейной интерполяцией значений $\alpha_{\text{охл}}$ в конце участков *2* и *3*. На участке *3* в сопловых лопатках (а также и в рабочих лопатках) нередко выполняют ребра, служащие для увеличения жесткости конструкции, турбулизации потока и увеличения теплообменной поверхности. Интенсивность теплоотдачи при этом возрастает в 3–5 раз. По данным А.Ф. Савостина, коэффициент теплоотдачи может быть определен с использованием следующих формул:

для каналов с *коридорным расположением ребер*

$$\text{Nu} = 5 \cdot 10^{-2} \text{Re}^{0{,}75}; \tag{6.8}$$

для каналов с *шахматным расположением ребер*

$$\text{Nu} = 0{,}152 \text{Re}^{0{,}64}. \tag{6.9}$$

Формулы (6.8) и (6.9) получены при изменении определяющих величин в следующих пределах: $\text{Re} = 2 \cdot 10^3 \ldots 2 \cdot 10^4$; относительный поперечный шаг между ребрами $x_1/d = 2 \ldots 4$; относительный

продольный шаг $x_2/d = 2\ldots4$; отношение $d/h = 0{,}6\ldots1$, где d, h — диаметр и высота ребер. Характерным линейным размером при определении Re и Nu был принят гидравлический диаметр сечения; характерной скоростью — скорость охлаждающего воздуха в узком сечении между штырьками. Физические параметры воздуха (динамическая вязкость и теплопроводность) отнесены к температуре воздуха. Коэффициент теплоотдачи отнесен ко всей фактической поверхности стенок канала, включая поверхность штырьков.

На *участке 4* (см. рис. 6.5) выпускных отверстий (каналов) в выходной кромке отверстия располагают либо непосредственно в кромке, либо вблизи нее — на вогнутой поверхности. Поскольку выходная кромка является одним из наиболее теплонапряженных участков лопатки, в ней часто применяют интенсификацию теплообмена теми способами, которые указаны в п. 6.1: путем выполнения каналов не прямолинейными, а зигзагообразными, перекрещивающимися со всевозможными турбулизирующими устройствами. Если каналы прямые, то расчет теплоотдачи на этом участке независимо от формы их поперечного сечения выполняют по формуле (6.3).

Для сопловых лопаток с дефлектором и продольным течением воздуха в щелевом канале, образованном стенкой лопатки и дефлектором, коэффициент теплоотдачи можно также находить по формуле (6.3). Если дефлектор имеет выштамповки (аналогичные показанным на рис. 5.12, выполненным на дефлекторе рабочей лопатки), то в этом случае $\alpha_{\text{охл}}$ может быть найден по формуле $\text{Nu} = C\text{Re}^n$, в которой, по рекомендациям Савостина, при $10^3 < \text{Re} \le 3 \cdot 10^3$ $C = 0{,}734 \cdot 10^{-3}$, $n = 1{,}21$; при $3 \cdot 10^3 < \text{Re} \le 10^4$ $C = 2{,}72 \cdot 10^{-3}$, $n = 1{,}05$; при $10^4 < \text{Re} < 2{,}3 \cdot 10^4$ $C = 0{,}027$, $n = 0{,}8$. При наличии струйного натекания на срединном участке спинки можно применять формулу (6.7).

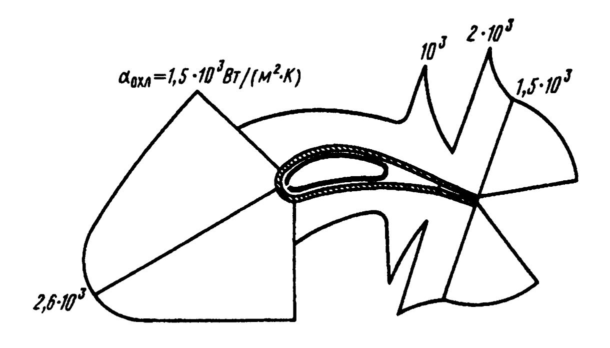


Рис. 6.7. Схема типичного поля распределения коэффициентов теплоотдачи по контуру сопловой лопатки со стороны охлаждающего воздуха

На рис. 6.7 показано характерное поле распределения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{охл}}$ по обводу внутренней поверхнос-

ти сопловой лопатки, выполненной по типу лопатки, которая изображена на рис. 6.5. Как видно, в такой лопатке реализуются наибольшие значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{охл}}$ в районе входной и выходной кромок, что соответствует распределению $\alpha_{\text{г}}$ по профилю сопловой лопатки и способствует выравниванию поля температур металла лопатки по обводу профиля.

6.2.2. Теплоотдача в охлаждающих каналах рабочих лопаток

Основное отличие в характере течения в охлаждающих каналах рабочих лопаток от сопловых обусловлено возникновением в результате вращения ротора инерционных, подъемных и кориолисовых сил. Эти силы не одинаковы в продольных и поперечных сечениях охлаждающих каналов, и в связи с этим возникают интенсивные вторичные течения, приводящие к появлению вихрей. В результате теплоотдача и гидравлические сопротивления изменяются по сравнению с полученными в статических условиях. Так, по данным КАИ, средний для всего продольного канала коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{охл.вр}} = \alpha_{\text{охл}} \varepsilon_{\text{вр}}, \tag{6.10}$$

где $\alpha_{\text{охл}}$ — величина, определяемая по формуле (6.3). Коэффициент интенсификации теплоотдачи из-за влияния указанных факторов

$$\varepsilon_{\text{вр}} = 1 + AS_{\text{вр}}^{n} / \overline{\text{Re}}_{\text{охл}}^{p},$$

где $\overline{\text{Re}}_{\text{охл}} = \text{Re}_{\text{охл}}/10^3$; $A = 16{,}1$; $n = 0{,}7$; $p = 0{,}38$; $S_{\text{вр}} = u_{\text{ср}}/(w_{\text{охл}}\theta\bar{h})$ — критерий подобия, отражающий воздействие массовых сил; $w_{\text{охл}}$ — относительная среднерасходная скорость воздуха; $\theta = d_{\text{ср}}/h$; $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр турбины; h — высота лопатки (канала); $\bar{h} = h/d_{\text{кан}}$; $d_{\text{кан}}$ — диаметр канала.

Средняя теплоотдача в продольных каналах при значениях $S_{\text{вр}} = (1{,}5 \ldots 2{,}5) \cdot 10^{-2}$ увеличивается в 1,25–1,35 раза.

Из рис. 6.8 следует, что во всем исследованном диапазоне изменения чисел Рейнольдса теплоотдача в условиях вращения выше, чем при неподвижном роторе.

Наиболее нагруженной является прикорневая зона рабочих лопаток, т.е. зона начального участка охлаждающих каналов. К неблагоприятным особенностям прикорневого участка относятся повы-

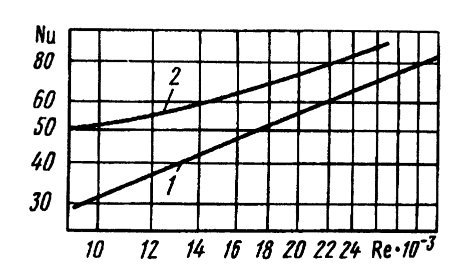


Рис. 6.8. Графики зависимости Nu = f(Re) для продольного охлаждающего канала:
1 – застопоренный ротор; *2* – $n = 83$ с$^{-1}$

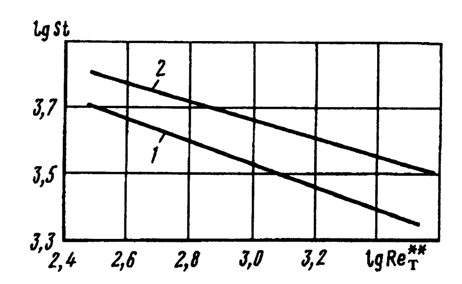


Рис. 6.9. Графики зависимостей lgSt = f(Re$_т^{**}$) для начального участка продольных охлаждающих каналов рабочих лопаток, построенных по результатам опытов:
1 – застопоренный ротор; *2* – $n = 92$ с$^{-1}$

шенная теплоотдача от газа (из-за парного вихря) и высокое термическое сопротивление стенки (прикорневые профили наиболее массивные). В связи с этим определение теплоотдачи на начальных участках охлаждающих каналов является особо важным. В статических условиях применительно к цилиндрическим каналам теплоотдача рассчитывается достаточно точно. Влияние частоты вращения на теплоотдачу на начальных участках охлаждающих каналов изучено в КАИ. На рис. 6.9 отражены результаты исследований в виде зависимости числа Стантона St от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_{т}^{**}$, подсчитанного по толщине теплового пограничного слоя $\delta_{т}^{**}$. Отмечено существенное возрастание теплоотдачи на начальных участках при вращении ротора и при прочих равных условиях. В экспериментах степень турбулентности воздуха при входе в охлаждающие каналы составляла около 6 %; минимальное число Рейнольдса воздуха при входе в каналы $\mathrm{Re}_{вх} \geq 1{,}1 \cdot 10^4$, т.е. больше критического.

Обобщение КАИ результатов более чем 700 опытов, проведенных при $\mathrm{Re}_{вх} = (1{,}2\ldots3{,}7)\cdot 10^4$ $(\mathrm{Re}_{т}^{**} = 200\ldots3200)$ и $S_{вр} = 0\ldots700$, позволило получить для начального участка зависимость

$$\mathrm{St} = \mathrm{St}_{н}\varepsilon_{вр}. \qquad (6.11)$$

Здесь множитель-поправка $\varepsilon_{вр}$ учитывает влияние вращения на местные коэффициенты теплоотдачи на начальном участке круглого в сечении радиального охлаждающего канала и может быть определен по зависимости

$$\varepsilon_{вр} = \alpha_{н.вр}/\alpha_{н} = 1 + 2{,}6\cdot 10^{-4} S_{вр}^{0{,}84}(\mathrm{Re}_{т}^{**})^{0{,}24}; \qquad (6.12)$$

$\mathrm{St}_{\text{н}} = \alpha_{\text{н}}/(\rho w c_p)$ — число Стантона при неподвижных лопатках (застопоренном роторе); $\alpha_{\text{н.вр}}$, $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициенты теплоотдачи на начальном участке соответственно при вращении и при застопоренном роторе; $S_{\text{вр}} = \mathrm{Re}_{\text{вх}}\rho_x/(\mu_x \overline{r}_{\text{вх}})$ — число подобия, отражающее влияние силы Кориолиса, а также подъемной силы и силы инерции; $\mathrm{Re}_{\text{вх}} = \rho_{\text{вх}} u_{\text{вх}} d_{\text{кан}}/\mu_{\text{вх}}$ — безразмерная величина; $\overline{r}_{\text{вх}} = r_{\text{вх}}/d_{\text{кан}}$; $u_{\text{вх}}$ — окружная скорость колеса на радиусе $r_{\text{вх}}$ входа охлаждающего воздуха в каналы; $d_{\text{кан}}$ — диаметр канала.

Значения множителя-поправки $\varepsilon_{\text{вр}}$ для начального участка охлаждающих каналов в лопатках первых ступеней турбин составляют 1,1 ... 1,3.

Формулы (6.11) и (6.12) соответствуют всему начальному участку — от входа в канал до места смыкания пограничных слоев в канале. При толщине турбулентного пограничного слоя в трубе $\delta = d_{\text{кан}}/2$ длина начального участка $l_{\text{н}} = 1{,}457 d_{\text{кан}} \mathrm{Re}_{\text{вх}}^{0,25}$.

Эти формулы замыкают систему уравнений теплового пограничного слоя.

Базируясь на уравнении энергии для турбулентного пограничного слоя

$$\frac{d\mathrm{Re}_{\text{т}}^{**}}{d\overline{x}} + \mathrm{Re}_{\text{т}}^{**}\frac{1}{\Delta T}\frac{d(\Delta T)}{d\overline{x}} = \mathrm{St}_0 \varepsilon_{\text{вр}} \mathrm{Re}_{d_{\text{кан}}},$$

где $\mathrm{Re}_{\text{т}}^{**} = w\delta_{\text{т}}^{**}/\nu$; $\overline{x} = x/d_{\text{кан}}$; $\Delta T = T^* - T_{\text{с}}$; $\mathrm{Re}_{d_{\text{кан}}} = w d_{\text{кан}}/\nu$; w, ν — скорость и динамическая вязкость в ядре потока; $\mathrm{St}_0 = 0{,}0143(\mathrm{Re}_{\text{т}}^{**})^{-0,25}\mathrm{Pr}^{-0,75}$ — число Стантона для начального участка цилиндрической трубы при эталонных условиях, можно детально рассчитать теплоотдачу на начальном участке охлаждающих каналов рабочих лопаток в условиях вращения.

В отличие от начальных участков, теплоотдача на средних участках охлаждающих каналов в условиях вращения интенсифицируется сильнее, что объясняется возмущающим влиянием входных условий на процесс течения на средних участках.

В каналах лопаток с петлевым или многопетлевым течением охладителя имеются участки, на которых охлаждающий воздух движется от периферии к оси вращения, т.е. в этих каналах происходит центростремительное течение воздуха. Теплоотдача в канале при таком течении изучена недостаточно тщательно, и конкретные рекомендации по ее расчету отсутствуют. Отдельные исследования показали, что на участках с центростремительным течением охлаждающего воздуха наблюдается увеличение теплоотдачи в среднем

на 20–30 % с увеличением частоты вращения, что объясняется наличием подъемной силы, приводящей к дроблению парного вихря на множество более мелких вихрей.

Теплоотдачу во вращающихся охлаждающих каналах различной формы определяют так, как показано выше. Для рабочей лопатки с дефлектором при продольном течении воздуха между стенкой лопатки и дефлектором подход к определению теплоотдачи основывается на результатах опытов, показывающих, что в условиях вращения теплоотдача практически остается неизменной (в районе входной кромки) или даже немного (на 8...10 %) уменьшается (в щелевых каналах).

В лопатках с петлевым течением охлаждающего воздуха расчет местных $\alpha_{\text{охл}}$ можно выполнять по формуле (6.3), учитывая при этом, что при повороте на 180° пограничный слой полностью разрушается. Поэтому в каждом канале после поворота местные $\alpha_{\text{охл}}$ следует рассчитывать в предположении, что турбулентный пограничный слой развивается заново. Таким образом, при петлевом и многопетлевом течениях охлаждающего воздуха следует применять формулу (6.3).

В охлаждающих каналах рабочих лопаток со сложной комбинированной схемой течения, для которых нет рекомендаций по учету влияния вращения на теплоотдачу, следует вести расчет по рекомендациям для статических условий. Такой подход приводит к некоторому завышению запасов прочности материала лопаток по сравнению с истинными.

6.2.3. Теплоотдача внутри проницаемых материалов оболочек лопаток

Процессы тепло- и массообмена внутри пористого материала существенно влияют на распределение температур в лопатках. Охладитель, протекающий через чрезвычайно разветвленную сеть внутренних микроканалов, суммарная площадь которых может в сотни и даже тысячи раз превышать площадь контакта горячего газа с наружной поверхностью детали, интенсивно охлаждает стенку в процессе конвективного теплообмена между охладителем и материалом. В этом отношении пористое охлаждение обладает наивысшей эффективностью, характеризуемой степенью приближения температуры охладителя на выходе из проницаемой оболочки к температуре ее наружной поверхности.

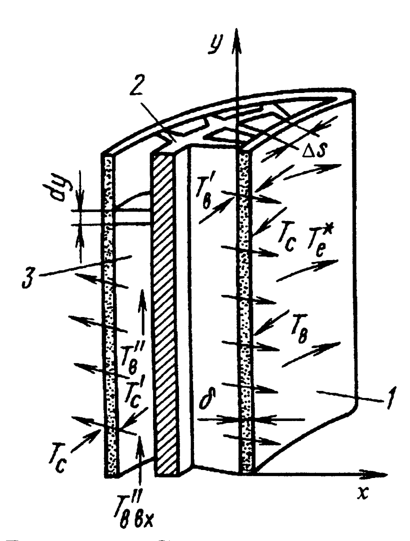


Рис. 6.10. Схема лопатки с пористым охлаждением

Площадь контакта охладителя и поверхности микроканалов в пористой оболочке вследствие сложной и достаточно хаотичной внутренней структуры материала определить трудно, поэтому интенсивность конвективного теплообмена в порах обычно характеризуют *объемным коэффициентом теплоотдачи* α_V.

Число внутренних каналов *3* (рис. 6.10) в оболочке лопатки обычно настолько велико, что участок контура Δs, соответствующий каждому каналу, можно рассматривать как плоскую проницаемую стенку (за исключением зоны кромок). В пределах каждого канала с достаточной степенью точности можно пренебречь изменением температуры вдоль координаты s (по обводу наружного профиля) и выполнять расчеты в каждом из сечений (при $y = \mathrm{const}$) в *одномерной постановке задачи* для определения функций $T_0 = T_0(x)$ и $T = T(x)$, характеризующих соответственно распределение температур охладителя и материала по толщине стенки. В большинстве случаев рассматривают стационарную задачу в линейной постановке, пренебрегая влиянием температуры на теплофизические характеристики материала и охладителя. Основные закономерности теплообмена при течении в порах определены из балансовых соотношений, устанавливающих равенство теплоты $Q_{\text{тп}}$ (передаваемой теплопроводностью пористого материала), теплоты $Q_{\text{к}}$ (отбираемой охладителем при конвективном теплообмене с внутренней поверхностью микроканалов) и повышения теплосодержания охладителя $Q_{\text{тс}}$: $Q_{\text{тп}} = Q_{\text{к}} = Q_{\text{тс}}$ или

$$-\lambda_{\text{п}}\left(\frac{d^2T}{dx^2}\right) = jc_{p0}\left(\frac{dT_0}{dx}\right) = \alpha_V(T - T_0). \qquad (6.13)$$

После интегрирования получаем

$$-\lambda_{\text{п}}\frac{dT}{dx} = jc_{p0}(T_0 - T''_{\text{в}}), \qquad (6.14)$$

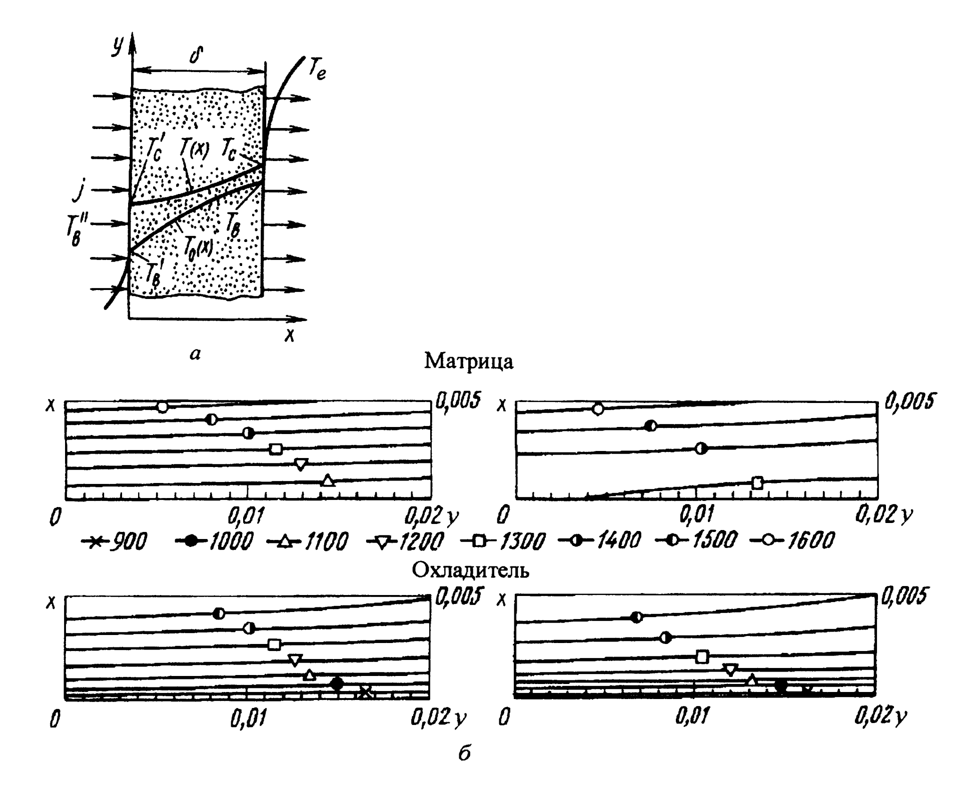


Рис. 6.11. Расчетная схема распределения температур в проницаемой стенке (*а*) и распределение температур в пористой стенке и охладителе (воздух) (двухмерный расчет) при $\alpha = 10^5$ Вт/(м^2·К; $\bar{j} = 0{,}001$; $\lambda_м = 0,2$ и 5,0 Вт/(м^2·К) (*б*)

где $T_в''$ — температура охладителя до входа в стенку, т.е. вне теплового пограничного слоя (рис. 6.11, *а*). Постоянная интегрирования здесь тождественно равна нулю, так как в любом сечении стенки $Q_{тс} = Q_{тп}$, если пренебречь теплопроводностью вдоль оси y (см. рис. 6.10) и излучением.

Выделив производную dT/dx из уравнения (6.14) и продифференцировав полученное соотношение, получим

$$\frac{dT_0}{dx} = -D^{-1}\frac{d^2T}{dx^2}. \tag{6.15}$$

В то же время из равенства (6.13)

$$\frac{dT_0}{dx} = \frac{\alpha_V}{jc_{p0}}(T - T_в'') = A(T - T_в''). \tag{6.16}$$

Сопоставив равенства (6.15) и (6.16), найдем

$$-D^{-1}\frac{d^2T}{dx^2} = A(T - T''_{\text{в}})$$

при

$$D = jc_{p0}/\lambda_{\text{п}}, \quad A = \alpha_V/(jc_{p0}). \tag{6.17}$$

Определив T_0 из уравнения (6.14), получим после преобразований дифференциальное уравнение для функции $T = T(x)$

$$\frac{d^2T}{dx^2} + A\frac{dT}{dx} - AD(T - T''_{\text{в}}) = 0. \tag{6.18}$$

Введя новую переменную $\widetilde{T} = T - T''_{\text{в}}$, после подстановки ее в уравнение (6.18) запишем однородное линейное дифференциальное уравнение второго порядка, имеющее общее решение:

$$\widetilde{T} = C_1 \exp(s_1 x) + C_2 \exp(s_2 x), \tag{6.19}$$

где

$$s_{1,2} = -0{,}5\left(A \pm \sqrt{A^2 + 4AD}\right).$$

Поскольку $T_0 = -D^{-1}\dfrac{dT}{dx} + T''_{\text{в}}$, то из уравнения (6.19) можно получить выражение для температуры охладителя

$$\widetilde{T}_0 = D^{-1}\left[C_1 s_1 \exp(s_1 x) + C_2 s_2 \exp(s_2 x)\right]. \tag{6.20}$$

При расчетах по уравнениям (6.19) и (6.20) необходимо использовать два граничных условия для определения постоянных интегрирования C_1 и C_2. Выбор граничных условий обусловлен особенностями постановки конкретной задачи. Например, в качестве граничных условий первого рода можно выбрать две из четырех температур $T_{\text{в}}$, $T'_{\text{в}}$, $T_{\text{с}}$ и $T'_{\text{с}}$ (см. рис. 6.11). Однако определение с достаточной степенью точности температуры непосредственно на входе в стенку ($T'_{\text{в}}$) или на выходе из нее ($T_{\text{в}}$) затруднено ввиду малых размеров проходных сечений микроканалов.

При малых расходах j и относительно слабом подогреве температура $T'_{\text{в}}$ может быть принята равной $T''_{\text{в}}$. Прямые измерения температуры воздуха на различном расстоянии от стенки подтвердили

обоснованность такого предположения. В этом случае используют два граничных условия: при $x = 0$ $T_в = T''_в$; $T = T'_с$. При определенном сочетании теплофизических параметров — больших значениях теплопроводности $\lambda_п$ и λ_V и расходах j — в сравнительно толстых стенках в качестве граничного условия можно принимать при $x = \delta$ $T_с = T_в$, что соответствует максимальной эффективности теплообмена внутри пор. Напротив, пористые оболочки турбинных лопаток имеют тонкие стенки, и для них справедливо граничное условие $d(T - T_0)/dx = \text{const} = C$. При $C = 0$ это условие соответствует $T_с - T_в = T'_с - T'_в$ при $x = \delta$.

Для выполнения расчетов при заданном расходе j охладителя необходимо предварительно оценить теплофизические параметры пористого материала: теплопроводность $\lambda_п$ и коэффициент теплообмена α_V. Определение $\lambda_п$ и α_V теоретическим путем невозможно из-за наличия чрезвычайно большого числа влияющих на их значения факторов, в частности геометрических размеров и формы гранул порошка или проволоки исходного материала, используемого при изготовлении пористых оболочек лопаток, параметров технологических процессов и т.д.

После обобщения многочисленных экспериментальных данных, полученных при исследовании теплообмена в *пористых сетчатых материалах,* изготовляемых плетением проволочных сеток, получено критериальное уравнение для числа Nu_d в порах

$$\mathrm{Nu}_d = \alpha_V d_п^2/\lambda_в = 0{,}26\Pi^{2,8}\mathrm{Re}_d^{1,2}\overline{\delta}^{-1}, \qquad (6.21)$$

где $\mathrm{Re}_d = w_п d_п \rho_в/\mu_в$ — число Рейнольдса при течении охладителя в поровом канале диаметром $d_п$; $\overline{\delta} = \delta/\delta_0$ — безразмерная толщина стенки (обычно принимают базовую толщину $\delta_0 = 0{,}001$ м).

Значение α_V может быть получено в явном виде из критериального уравнения (6.21):

$$\alpha_V = 0{,}26\Pi^{1,6} j^{1,2}\lambda_в\widetilde{\delta}^{-1}/(\mu_в^{1,2} d_п^{0,8}).$$

Преобразования выполнены с учетом соотношения $j = \rho_в w_п \Pi$, где $w_п$ — скорость охладителя в поровом канале; $\Pi = 1 - \rho_п/\rho_к$ — степень пористости; $\rho_п$ и $\rho_к$ — плотность соответственно пористого и исходного компактного (сплошного) материала.

Значение $\lambda_{\text{п}}$ определяют по формулам, обобщающим соответствующие экспериментальные данные. Для ориентировочной оценки значения $\lambda_{\text{п}}$ при $\Pi < 0{,}66$ можно использовать соотношение

$$\lambda_{\text{п}} = \lambda_{\text{к}}(1 - 1{,}5\Pi),$$

где $\lambda_{\text{к}}$ — теплопроводность исходного (компактного) материала.

По результатам опытов на пористых образцах из порошковых материалов (коррозионно-стойкая сталь) С.А. Дружинин получил формулу

$$\alpha_V = 0{,}0029\mathrm{Re}_L^{1{,}84}\lambda_{\text{в}}/L^2, \tag{6.22}$$

где L — характерный линейный размер.

Эта формула относится к образцам с пористостью $\Pi \le 0{,}3$ в диапазоне чисел Рейнольдса $\mathrm{Re}_L = G_{\text{уд}}L/\mu_{\text{охл}} = 1{,}4\cdot10^{-3}\ldots1{,}5\cdot10^{-2}$ ($G_{\text{уд}} = G_{\text{в}}/F_{\text{с}}$ — удельный массовый расход охлаждающего воздуха; $F_{\text{с}}$ — площадь поверхности проницаемой стенки).

Для пористых материалов, изготовленных методом спекания из порошков нихрома с частицами диаметром не более 20 мкм (при которых средний диаметр пор получается в пределах $d_{\text{п}} = 4\ldots5$ мкм), объемный коэффициент теплоотдачи (по данным С.Г. Дезидерьева)

$$\alpha_V = 4\cdot10^{-4}\mathrm{Re}_L^{1{,}16}\lambda_{\text{в}}/L^2 = 4\cdot10^{-4}(G_{\text{уд}}/\mu_{\text{в}})^{1{,}16}\lambda_{\text{в}}/L^{0{,}84}. \tag{6.23}$$

Формулу (6.23) можно применять для аналогичных по внутренней структуре пористых материалов с пористостью $\Pi = 0{,}2\ldots0{,}3$ и при $3\cdot10^{-4} \le \mathrm{Re}_V \le 2\cdot10^{-2}$.

В формулы (6.22) и (6.23) входит характерный линейный размер L, непосредственно увязанный с важной гидродинамической характеристикой — проницаемостью стенки: $L = \sqrt{k}$. При чисто вязкостных режимах течения (такие режимы наиболее характерны для пористых оболочек лопаток газовых турбин) проницаемость k определяют по формуле

$$k = (G_{\text{в}}/\rho_{\text{в}})[\delta\mu_{\text{в}}/(\Delta p_{\text{в}})],$$

где $G_{\text{в}}/\rho_{\text{в}}$ — скорость фильтрации охлаждающего воздуха через проницаемую стенку толщиной δ; $\Delta p_{\text{в}}$ — перепад давления на стенке. Величина $\Delta p_{\text{в}}$ в проницаемых материалах аналитическим расчетам

не поддается, ее определяют на основе опытных данных, показывающих, что на всех исследованных образцах и во всем диапазоне режимов

$$\Delta p_{\text{в}} \approx 210 G_{\text{в}} \mu_{\text{в}} \delta / (\rho d_{\text{п}}^2 \Pi),$$

где $d_{\text{п}}$ — диаметр пор, и

$$k = 4{,}76 \cdot 10^{-3} \Pi d_{\text{п}}^2; \quad L = 6{,}9 \cdot 10^{-2} \sqrt{\Pi}\, d_{\text{п}}.$$

Как указано в п. 5.1.2, многослойные составные проницаемые оболочки (СПО) позволяют, в отличие от пористых оболочек, обеспечить получение необходимой внутренней структуры с требуемой формой и размерами охлаждающих каналов, отверстий и т.п. Внутренняя геометрическая структура СПО в значительной мере определяет эффективность охлаждения лопаток и может быть оптимизирована до такой степени, чтобы обеспечить минимальные затраты мощности на охлаждение, а при фиксированном располагаемом перепаде давлений охлаждающего воздуха — минимально необходимые его расходы.

По своим теплозащитным свойствам СПО являются промежуточными между пористыми и перфорированными оболочками. По тепловой эффективности они заметно уступают пористым материалам, но существенно превосходят перфорированные оболочки и тем более лопатки с традиционным конвективно-пленочным охлаждением.

Эффективность охлаждения СПО оценивается безразмерной глубиной охлаждения

$$\theta = (T_{\text{г}}^* - T_{\text{с.г}}) / (T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл.вх}}^*), \tag{6.24}$$

где $T_{\text{г}}^*$, $T_{\text{охл.вх}}^*$ — температуры газового потока и охлаждающего воздуха на входе в СПО; $T_{\text{с.г}}$ — температура стенки СПО со стороны горячего газового потока.

Математическое моделирование теплообмена во внутренних каналах СПО, предложенное в МАИ (Б.М. Галицейским и другими), позволяет проводить расчеты эффективности охлаждения и оптимизацию параметров, характеризующих внутреннюю геометрию составных оболочек. Такое моделирование сводят к расчету суммарного подогрева воздуха при прохождении через внутренние каналы оболочки.

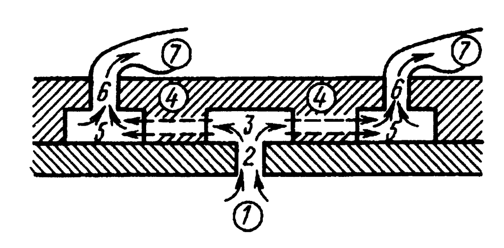


Рис. 6.12. Схема основных участков охлаждения в каналах составной проницаемой оболочки

В качестве примера рассмотрим двухслойную оболочку с квадратными или ромбовидными выступами (см. рис. 5.18). Разрез такой оболочки схематически представлен на рис. 6.12. Для решения задачи выделяются следующие характерные участки теплообмена:

1 — участок подвода воздуха к входному отверстию первого слоя;

2 — внутренняя поверхность цилиндрического канала перфорации в первом слое;

3 — участок натекания струи воздуха на преграду — внутреннюю поверхность второго слоя;

4 — плоский канал между слоями;

5 — участок подвода воздуха к отверстию во втором слое;

6 — внутренняя поверхность цилиндрического канала перфорации во втором слое;

7 — участок взаимодействия вытекающей струи воздуха со сносящим потоком горячего газа.

На *участке 1* течение моделируется пространственным стоком. Закономерности процесса теплообмена рассчитаны в результате решения дифференциальных уравнений движения и теплообмена и интегрирования теплового потока в окрестности отверстия. В результате получены количество теплоты, воспринимаемое воздухом на участке *1*,

$$Q_1 = 1{,}6\sqrt{g\mu}\,c_p(T_\text{c} - T_1)\sqrt{h_1 - d_1} \tag{6.25}$$

и температура воздуха в конце участка

$$T_{\text{охл}1} = T_{\text{охл}0} + Q_1/(c_p g), \tag{6.26}$$

где g — расход воздуха через одно отверстие первого слоя; μ, c_p — динамическая вязкость и удельная теплоемкость воздуха; T_1 — средняя температура охлаждающего воздуха на участке; h_1 — половина расстояния между отверстиями в первом слое; d_1 — диаметр отверстий в первом слое; $T_{\text{охл}0}$ — начальная температура воздуха. Для простоты полагают, что температура металлического каркаса $T_\text{c} = \text{const}$ на всех участках (что соответствует $\lambda \to \infty$).

Оценивая теплообмен в *цилиндрическом канале первого слоя* (*участок 2*), можно получить соответственно

$$Q_2 = 2{,}35 c_p (T_с - T_2) \mathrm{Pr}^{-2/3} \sqrt{g\mu\delta_1} \left(1 + 1{,}53\sqrt{\frac{\mu\delta_1}{g}}\right), \tag{6.27}$$

$$T_{охл2} = T_{охл1} + \frac{Q_2}{g c_p}, \tag{6.28}$$

где T_2 — средняя температура воздуха на втором участке; δ_1 — толщина оболочки первого слоя.

На *участке 3* теплообмен определяется натеканием струи на стенку; в результате обобщения опытных данных количество теплоты, идущее на подогрев воздуха на участке *3*, определяют по формуле

$$Q_3 = 35 \mathrm{Pr}^{-2/3} \left(\mathrm{Re}^{0,5} - 5{,}05\frac{z}{d_1}\right) c_p (T_с - T_3) \mu\, d_1, \tag{6.29}$$

а температуру в конце участка — по формуле

$$T_{охл3} = T_{охл2} + \frac{Q_3}{g c_p}, \tag{6.30}$$

где $\mathrm{Re} = 1{,}27\dfrac{g}{\mu d_1}$; z — расстояние от среза отверстия до противоположной стенки; T_3 — средняя температура охлаждающего воздуха на участке *3*.

Теплообмен в плоском канале (*участок 4*) оценивается по формулам

$$Q_4 = 1{,}328 (g\mu b)^{1/2} c_p (T_с - T_4) \mathrm{Pr}^{-2/3} \times$$
$$\times \left[\left(\beta + \sqrt{\beta^2 + \frac{z}{l_1}}\right)\frac{l_1}{z} - \frac{1}{2\beta}\ln\left|\frac{\sqrt{\beta^2 + \frac{z}{l_1}} - \beta}{\sqrt{\beta^2 + \frac{z}{l_1}} + \beta}\right|\right]; \tag{6.31}$$

$$T_{охл4} = T_{охл3} + Q_4/(g c_p), \tag{6.32}$$

где b, z, l_1 — ширина, высота и длина канала; T_4 — средняя температура охлаждающего воздуха на участке *4*; $\beta = 3{,}46\sqrt{\dfrac{\mu b}{g}}$.

При получении этих формул учтено, что охлаждающий воздух течет от отверстия первого слоя, разветвляясь по четырем каналам (см. рис. 5.18).

На *участках 5* и *6* теплообмен и подогрев оценивают соответственно так же, как на участках *1* и *2*:

$$Q_5 = 1{,}6\sqrt{\mu g_2}\, c_p(T_с - T_5)\sqrt{b - d_2}, \tag{6.33}$$

$$T_{охл5} = T_{охл4} + \frac{Q_5}{g_2 c_p}; \tag{6.34}$$

$$Q_6 = 2{,}35 c_p(T_с - T_6)\mathrm{Pr}^{-2/3}\sqrt{g_2\mu\delta_2}\left(1 + 1{,}53\sqrt{\frac{\mu\delta_2}{g_2}}\right), \tag{6.35}$$

$$T_{охл6} = T_{охл5} + \frac{Q_6}{g_2 c_p}. \tag{6.36}$$

Здесь g_2 — расход воздуха через одно отверстие второго слоя; d_2 — диаметр отверстий во втором слое; T_5, T_6 — средняя температура охладителя на участках *5* и *6*; δ_2 — толщина верхней оболочки.

Выдув охлаждающего воздуха в горячий поток газа и образование завесы приводят к снижению количества теплоты, поступающего от газа к поверхности. Величину этого снижения можно оценить с использованием зависимости (6.24). По этой формуле определяют θ. Поскольку отверстия на выходе из СПО располагаются достаточно редко, предполагают, что действие завесы распространяется за каждым отверстием лишь вдоль определенной полоски шириной kd_2. Общее количество теплоты, поступающее в стенку со стороны газа, определяют после интегрирования потока теплоты по поверхности:

$$Q_с = Q_г - Q_7,$$

где $Q_г = \alpha_г(T_г - T_с)b_2 l_2$; Q_7 — количество теплоты, воспринимаемое охлаждающим воздухом в области завесы,

$$Q_7 = kd_2\alpha_г(T_г - T_{охл6})\int_0^{l_2}\theta\, dx; \tag{6.37}$$

b_2 — шаг между отверстиями в ряду; l_2 — расстояние между рядами отверстий.

Итоговый баланс теплоты получают в виде

$$Q_{\text{г}} = \sum_{k=1}^{7} Q_k, \tag{6.38}$$

где суммирование производят по семи выделенным участкам теплообмена и Q_k $(k = 1, 2, \ldots, 7)$ определяют соответственно по формулам (6.25)–(6.37).

Значения θ, полученные в результате расчетов по приведенной методике при конкретных значениях геометрических параметров, характеризующих внутреннюю структуру СПО, и параметров внешнего потока, достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Формула (6.38) с учетом соотношений (6.25)–(6.37) позволяет проводить оптимизацию внутренней геометрии СПО для получения высокой эффективности охлаждения. Такая оптимизация была проведена, например, для составной оболочки, исходная эффективность которой показана на рис. 6.13 кривой *4*. После оптимизации внутренней структуры СПО расчетная эффективность охлаждения (см. кривую *7*) получилась существенно выше исходной.

На том же рис. 6.13 для сравнения приведены полученные В.Д. Совершенным результаты экспериментальных исследований эффективности охлаждения СПО с различной внутренней геометрией. Среди различных вариантов исследовались трехслойные и двухслойные оболочки, внутренняя геометрия которых приведена на

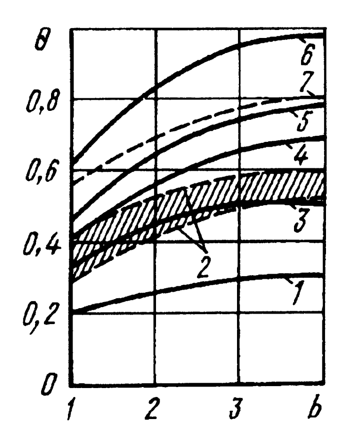


Рис. 6.13. Эффективность охлаждения лопаток при использовании различных способов охлаждения и видов проницаемых оболочек в зависимости от параметров вдува b (о нем см. в п. 5.2.4):

1 – лопатка с внутренним конвективным охлаждением; *2* – лопатка с однослойной перфорированной оболочкой; *3–5* – лопатки с составными проницаемыми оболочками, различающимися внутренней геометрией; *6* – лопатка с пористой оболочкой; *7* – лопатка с модифицированной составной проницаемой оболочкой *5*

рис. 5.18. Из рис. 6.13 следует, что чрезмерное увеличение количества слоев нецелесообразно; для получения высоких значений глубины охлаждения θ достаточно применять двухслойные СПО. Опыты показывают, что эффективность охлаждения сильно зависит от внутренней геометрии оболочек.

Распределение температуры в проницаемой матрице и охладителе. При использовании пористого охлаждения лопаток и корпусов газовых турбин важно определить распределение температуры в проницаемом материале и вдуваемом газе и возможный недогрев охладителя на внешней поверхности $(T_{\text{вд}2} - T_{\text{с}2})$ по сравнению с температурой проницаемой матрицы $(T_{\text{с}2})$.

Температуру охладителя при входе в проницаемую матрицу и температуру этой стенки пористого материала обозначим через $T_{\text{вдI}}$ и $T_{\text{сI}}$.

В одномерной постановке задачи (см. формулы (6.13)–(6.20)) внутреннего стационарного теплообмена в пористой стенке при условии постоянства теплофизических свойств материала стенки и охладителя уравнения теплообмена внутри пористой стенки представляют в форме

$$\lambda_{\text{с}} \frac{d^2 T_{\text{с}}}{dx^2} + q_V = \alpha_V (T_{\text{с}} - T_{\text{вд}}), \tag{6.39}$$

где q_V — объемный источник теплоты;

$$\alpha_V (T_{\text{с}} - T_{\text{вд}}) = c_{p\text{вд}} \rho_{\text{с}} u_{\text{с}} \frac{dT_{\text{вд}}}{dx}, \tag{6.40}$$

где α_V — объемный коэффициент теплоотдачи; $\rho_{\text{с}} u_{\text{с}} = j_{\text{с}}$ — удельный расход вдуваемого газа.

После введения параметра $\theta = \dfrac{T_{\text{с}} - T_{\text{вд}}}{T_{\text{вд}_2} - T_{\text{вд}}}$ приведенные уравнения преобразуют к виду

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{\alpha_V}{c_{p\text{вд}} j_{\text{с}}} \frac{d\theta}{dx} - \frac{\alpha_V}{\lambda_{\text{с}}} \theta = 0. \tag{6.41}$$

Решение уравнения (6.41) имеет вид

$$\theta = C_1 e^{p_1 x} + C_2 e^{p_2 x},$$

где p_1 и p_2 — корни характеристического уравнения;

$$p_{1,2} = -\frac{\alpha_V}{2c_{p\text{вд}}j_\text{c}} \pm \sqrt{\frac{\alpha_V^2}{4c_{p\text{вд}}j_\text{c}^2} + \frac{\alpha_V}{\lambda_\text{c}}}.$$

При условии теплового баланса в стенке $q_V = \alpha_V \Delta T_\text{ср} \delta_\text{c}$, где $\Delta T_\text{ср} = \dfrac{(T_{\text{c}_2} - T_{\text{вд}2}) - (T_{\text{c}_1} - T_{\text{вд}1})}{\ln \dfrac{T_{\text{c}_2} - T_{\text{вд}2}}{T_{\text{c}_1} - T_{\text{вд}_1}}}$ — среднелогарифмический температурный напор; при граничных условиях $\left.\dfrac{d(\Delta T)}{dy}\right|_{y=0} = 0$, где $\Delta T = T_{\text{c}_1} - T_{\text{вд}_1}$, константы C_1 и C_2 равны:

$$C_1 = \left[p_1\delta_\text{c} - \ln\left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right)\right] \frac{q_V}{\alpha_V \delta_\text{c}(T_{\text{вд}_2} - T_{\text{вд}_1})\left(e^{p_1\delta_\text{c}} + \dfrac{p_1}{p_2} - 1\right)};$$

$$C_2 = -C_1\frac{p_1}{p_2}.$$

Тепловой поток, воспринятый охладителем, определяют по формуле

$$q_\text{вд} = \int_0^\delta \alpha_V (T_{\text{вд}_2} - T_{\text{вд}_1})\theta(y)\,dx =$$

$$= (T_{\text{вд}_2} - T_{\text{вд}_1})\alpha_V \left[\frac{C_1}{p_1}(e^{p_1\delta_\text{c}} - 1) - \frac{C_2}{p_2}(e^{p_2\delta_\text{c}} - 1)\right]. \quad (6.42)$$

Рассмотрим задачу расчета распределения температуры пористой стенки и охладителя в *двухмерной постановке*. Элемент стенки корпуса турбины включает пористую секцию (см. рис. 5.33, *в*) при вдуве охладителя перпендикулярно направлению основного потока. Предположим, что предвключенный участок и выходной участок теплоизолированы.

Система уравнений процессов внутреннего теплообмена в пористой стенке включает в себя:

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y) = 0; \quad (6.43)$$

уравнение количества движения (закон Дарси)

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= -a\mu u_x - \beta\mu\sqrt{u_x^2 + u_y^2}\,u_x; \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= -a\mu u_y - \beta\mu\sqrt{u_x^2 + u_y^2}\,u_y; \end{aligned} \qquad (6.44)$$

уравнение энергии для течения охладителя в пористом теле

$$\rho c_p u_{\text{вд}} \operatorname{grad} T_{\text{вд}} = \operatorname{div}(\lambda_{\text{вд}} \operatorname{grad} T_{\text{вд}}) + q_V + \alpha_V (T_{\text{с}} - T_{\text{вд}}). \qquad (6.45)$$

В двухмерном приближении систему уравнений (6.43)–(6.45) записывают в форме

$$\begin{aligned} &\lambda_{\text{с}} \frac{\partial^2 T_{\text{с}}}{\partial x^2} + \lambda_{\text{с}} \frac{\partial^2 T_{\text{с}}}{\partial y^2} = \alpha_V (T_{\text{с}} - T_{\text{вд}}); \\ &-\lambda_{\text{вд}} \frac{\partial^2 T_{\text{вд}}}{\partial x^2} - \lambda_{\text{вд}} \frac{\partial^2 T_{\text{вд}}}{\partial y^2} + \rho_{\text{вд}} u_{\text{вд}} c_p \frac{\partial T_{\text{вд}}}{\partial x} = \alpha_V (T_{\text{с}} - T_{\text{вд}}). \end{aligned} \qquad (6.46)$$

Пористость, диаметр пор и толщину стенки принимают в зависимости от вида и технологии изготовления пористого материала. Коэффициенты уравнения (6.44) могут быть приняты с учетом пористости П и диаметра пор d

$$\alpha = 171 \frac{(1 - \Pi)^2}{\Pi^3 d_{\text{п}}^2}; \quad \beta = 0{,}635(1 - \Pi)\Pi^{-4{,}72} d_{\text{п}}^{-1}. \qquad (6.47)$$

Для изотропных пористых материалов эффективную теплопроводность находят с учетом структурной функции η

$$\lambda_{\text{эф}} = \eta \lambda_{\text{вд}} + (1 - \eta)\lambda_{\text{с}}. \qquad (6.48)$$

Объемный коэффициент теплоотдачи определяют в виде

$$\alpha_V = 0{,}004 \mathrm{Re} \mathrm{Pr} \lambda_{\text{вд}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)^2. \qquad (6.49)$$

При малых числах Рейнольдса, характерных при течениях охладителя в пористой стенке с нерегулярной пористостью, α_V определяют зависимостью, предложенной В.М. Поляевым и другими:

$$\alpha_V = \left[16\Pi + 0{,}6\Pi(\xi \mathrm{Re}^3)^{1/4} \mathrm{Pr}^{0{,}33}\right] \frac{\lambda_{\text{с}}}{d_{\text{п}}^2}, \qquad (6.50)$$

где $\xi = \dfrac{2\Delta d_{\text{п}}\delta_{\text{с}}}{\rho_{\text{вд}}u_{\text{вд}}}$ — коэффициент гидравлического сопротивления.

Систему уравнений решают при следующих граничных условиях:

тепловой поток в стенку от внешнего течения задан; $x = \delta$, $\lambda\dfrac{dT}{dz} = \alpha(T_\infty - T_{\text{с}2})$;

тепловые потоки на боковых поверхностях отсутствуют; $\lambda\dfrac{dT}{dz}\Big|_{y=0} = 0$;

на внутренней поверхности тепловой поток задан; $x = 0$, $\lambda\dfrac{dT}{dx} = \rho_{\text{с}}u_{\text{с}}c_p(t_{\text{с}_1} - t_{\text{вд}}) = \alpha_2(T_{\text{с}_1} - T_{\text{вд}})$ или принимается условие $\dfrac{d(T_{\text{с}} - T_{\text{вд}})}{dx}\Big|_{y=0} = 0$.

Решение задачи выполняют конечно-элементным методом Галеркина. Пример расчетов распределения температур в пористой секции и охладителе представлен на рис. 6.11, *б*.

6.2.4. Теплообмен при течении во внутренних каналах лопаток с проницаемым охлаждением

Экспериментально установлено существенное возрастание температуры $T''_{\text{в}}$ охладителя перед входом в проницаемую стенку при его течении во внутренних каналах лопаток с проницаемыми оболочками, которое влияет на теплообмен в лопатках в целом.

Как видно на рис. 6.10, рассматриваемые каналы являются глухими (тупиковыми), с поперечным сечением, близким к прямоугольному (за исключением каналов, расположенных вблизи кромок), с одной проницаемой стенкой. В таких каналах отмечена интенсивная теплоотдача как на сплошной, так и на пористой стенке канала, существенно превышающая рассчитываемую по уравнению для течения в сплошной трубе. Экспериментальные данные о теплоотдаче вблизи проницаемой стенки канала удовлетворительно описывают критериальным уравнением

$$\text{Nu}_{\text{п}} = (0{,}09\ldots1{,}0)\text{Re}_{\text{к}}^{0{,}8}, \tag{6.51}$$

где $\text{Nu}_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}}d_{\text{г}}/\lambda_{\text{в}}$; $\text{Re}_{\text{к}} = 4G_{m\text{в}}/(\Pi\mu_{\text{в}})$.

Для осредненного по периметру сечения канала коэффициента теплоотдачи $\alpha_к$ получено уравнение

$$\mathrm{Nu} = 0{,}045\mathrm{Re}_к^{0{,}8}. \qquad (6.52)$$

В соотношениях (6.51) и (6.52) $d_г$ — гидравлический диаметр канала; $G_{mв}$ — расход охладителя в текущем сечении; П — периметр сечения. Соотношения (6.51) и (6.52) получены в результате обобщения ограниченных по объему экспериментальных данных и в ряде случаев дают заметную погрешность, поскольку не учитывают влияния отсоса охлаждающего воздуха на формирование пограничного слоя на проницаемой стенке. Более точные результаты расчета получаются при применении сложных моделей течения, требующих специального рассмотрения.

6.3. Теплообмен в каналах жидкостных и двухконтурных систем охлаждения

6.3.1. Жидкостное охлаждение

Жидкостное охлаждение исследовано недостаточно, и методы расчета нуждаются в дальнейшем уточнении. Сопловые лопатки обычно охлаждают жидкостью, прокачиваемой через систему продольных каналов. Высокие коэффициенты теплоотдачи от стенок каналов жидкости не требуют специальных мер по интенсификации теплоотдачи, и основное внимание уделяют обеспечению достаточно равномерного поля температур в лопатке. Теплоотдачу от стенки канала к охлаждающей жидкости можно рассчитывать по обычным уравнениям для течения в трубе произвольного сечения, учитывающим режим течения, наличие участка стабилизации, а также возможность вскипания жидкости. Как и в любых лопатках, подвод теплоты к отдельным участкам лопаток с жидкостном охлаждением неравномерный. Однако отсутствуют методы, позволяющие распределить общий расход охлаждающей жидкости по каналам в соответствии с этой неравномерностью.

Особенно сложен расчет теплообмена и течения во вращающихся рабочих лопатках, охлаждаемых по принципу открытого термосифона (см. рис. 5.23, *б*). Для таких лопаток характерна канальная конструкция: в теле лопатки выполнены продольные каналы, заполненные охладителем. В каналах может возникать как ламинарное,

так и турбулентное течение среды. При ламинарном течении возможны три режима течения. В относительно коротких каналах (отношение l/r мало́) у боковых стенок при подводе к ним теплоты возникает течение жидкости в направлении к более холодной зоне, объем которой при малых l/r довольно большой. Такое течение подобно течению под влиянием свободной конвекции у вертикальной плиты и может быть рассчитано, например, методом Польгаузена.

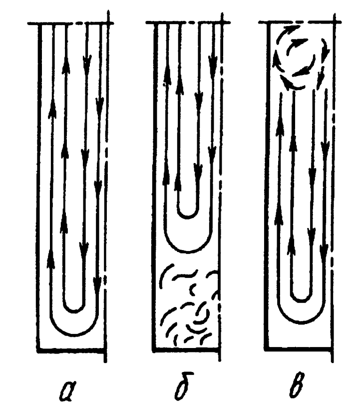


Рис. 6.14. Схемы течения жидкости в открытых термосифонах

По условию неразрывности подъем жидкости (рис. 6.14, *а*) должен компенсироваться опусканием ядра жидкости вниз. По мере увеличения l/r создаются условия, при которых ненагретая жидкость из центрального ядра может попадать в пристенный слой и потоки в ядре и у стенки канала перемешиваются, заполняя всю трубу. При таком течении в каждом поперечном сечении канала наблюдается линейное возрастание абсолютных скоростей и температур вдоль канала в направлении к открытому концу, причем профили скоростей и температур во всех сечениях подобны.

При некотором критическом отношении l/r возникает режим течения (рис. 6.14, *б*), характеризующийся наличием двух зон: вблизи открытого конца канала сохраняется подобие профилей, а у глухого его торца возникает вихревое течение, где подобие профилей нарушается и скорости течения одинаковы — и у оси, и у стенок канала. В неподвижных каналах открытого термосифона наблюдается иной вариант течения (рис. 6.14, *в*).

Описанные режимы течения и переходы между ними возникают не только при ламинарном, но и при турбулентном режиме. Переход от ламинарного режима к турбулентному в открытых термосифонах наблюдается при значительно меньших числах Re, чем в обычных трубах, — уже при $\mathrm{Re} = w_{\max}\delta/\nu \approx 300$ (δ — толщина пограничного слоя жидкости в канале), а распределение скоростей по сечению канала значительно отличается от их распределения при обычном турбулентном течении в трубе. Характер течения у открытого и закрытого концов канала также различен. Предполагается, что у

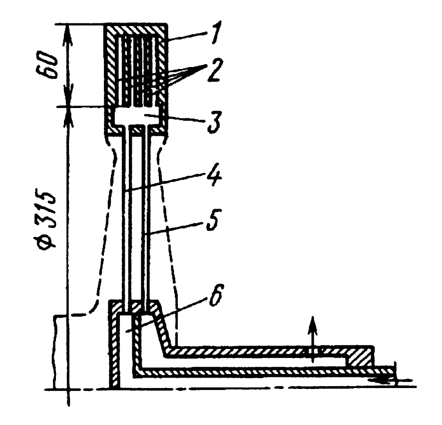


Рис. 6.15. Схема ротора с лопатками, охлаждаемыми по принципу открытого термосифона:

1 – перо лопатки; *2* – охлаждающие каналы; *3* – камера смешения; *4* – трубка подвода воды; *5* – трубка отвода воды; *6* – коллектор подвода воды

закрытого торца возможен короткий участок, на котором местные числа Re настолько малы (Re $\approx$ 100), что вместо турбулентного может возникнуть ламинарный режим течения.

Некоторые исследователи предлагают рассматривать открытый термосифон как часть закрытого, считая, что процессы в зоне нагрева открытого и закрытого термосифонов аналогичны, а различие проявляется лишь в областях сочленения потоков в закрытом термосифоне и смешения их в открытом. Поэтому закономерности теплообмена, изложенные для закрытого термосифона, могут быть использованы и для расчета открытого.

Одним из особых мест в системе охлаждения по принципу открытого термосифона является участок охлаждающего тракта, соответствующий камере смешения *3* в лопатке (рис. 6.15). Эта камера служит коллектором для потоков охладителя, поступающих в глухие каналы и вытекающих из них под действием естественной конвекции в поле сил инерции. Кроме того, через эту камеру принудительно прокачивается теплоноситель. Некоторые закономерности течения и теплообмена на этом участке были получены в МГТУ (МВТУ) им. Н.Э. Баумана в результате экспериментов, проведенных на турбине с ротором, лопатки которого охлаждались по принципу открытого термосифона.

Анализ экспериментальных данных показал, что камера смешения характеризуется повышенными гидравлическими и термическими сопротивлениями. Для расчета теплообмена в камере смешения предложена зависимость

$$\mathrm{Nu}^* = 1{,}25\varepsilon_{\text{к}}^2(\mathrm{Gr}\mathrm{Pr}^2)^{0{,}5},$$

где $\varepsilon_к = G_m/G_{mк} = G_m c_p \Delta T/q$ — коэффициент конвекции, характеризующий гидравлические особенности камеры смешения и определяемый отношением расхода жидкости, нагнетаемой в камеру смешения, к расходу жидкости, циркулирующей в каналах; $\mathrm{Nu}^* = q/(\lambda \Delta T d_э z)$ — условное число Нуссельта; $d_э$ — эквивалентный диаметр камеры смешения; z — число охлаждающих каналов; $\mathrm{Gr} = j\beta \Delta T d_э^3/\nu^2$.

Обработка экспериментальных данных проведена по определяющей разности температур $\Delta T = T_{вх} - T_1$ ($T_{вх}$ — температура воды при входе в охлаждающий канал лопатки; T_1 — температура воды при входе в камеру смешения).

В экспериментах $\varepsilon_к = 0{,}025 \ldots 0{,}11$. Было выявлено заметное влияние коэффициента $\varepsilon_к$ на критерий Nu^*, что согласуется с физическими особенностями процессов, протекающих в лопатках с открытой термосифонной системой охлаждения.

Наиболее существенным при расчете охлаждения водой "на выброс" является учет динамики тонких жидких пленок во вращающихся каналах. Под действием сил инерции, сил Кориолиса и теплопередачи жидкость, текущая во внутренних круглых каналах в радиальном направлении, может занимать не все сечение канала, а лишь его часть φ. При определенной тепловой нагрузке на канал температура его стенки и местный тепловой поток обратно пропорциональны значению φ.

В расчетах канал рассматривают вращающимся вокруг перпендикулярной к нему оси. Предполагают, что тонкая пленка жидкости движется вдоль стенки канала, а середину его занимает иная среда — пар или газ. Течение пленки считают установившимся, силы тяжести — пренебрежимо малыми по сравнению с силами Кориолиса и силами инерции; жидкость — несжимаемой, имеющей постоянные свойства и не подверженной фазовым превращениям; статическое давление в газовом ядре — постоянным вдоль всего канала; течение в пределах пленки — полностью развитым.

При этих предположениях составлена система четырех уравнений (одно уравнение неразрывности и три уравнения Навье — Стокса) относительно трех составляющих скорости (в радиальном, окружном и осевом направлениях) и давления в пленке. Граничными условиями для решения системы были приняты следующие: все скорости на пленке равны нулю; массообмен на поверхности пленки отсутствует; граница поверхности пленки прилегает к стенке при определенном угле контакта в точках, где толщина пленки равна нулю; все силы уравновешены на поверхности пленки.

Система нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных с указанными граничными условиями в точном виде решена быть не может. Для упрощения систему решают путем введения некоторых граничных условий методом, подобным методу Польгаузена для расчета течения двухмерного пограничного слоя. Поскольку в рассматриваемом случае течение трехмерное, приходится задавать форму профиля для двух составляющих скорости, определяя форму профиля третьей составляющей по условиям неразрывности. В результате решения системы уравнений получают параметры пленки в окружном направлении в сечении трубы.

Расчеты и эксперименты показали, что поверхность пленки занимает только часть длины окружности сечения канала. Эту часть можно рассчитать, если рассмотреть турбулентное движение пленки жидкости и предположить, что поверхность пленки плоская. Влиянием поверхностного трения можно пренебречь ввиду его малости. Следует пренебречь также различием сил Кориолиса в объеме тонкой пленки.

При такой постановке задачи рассмотрено течение жидкой пленки, при котором силы инерции и силы, вызывающие касательные напряжения у стенки, находятся в равновесии. Сила инерции в пленке, приходящаяся на единицу длины канала,

$$P_{\text{и}} = \rho\omega^2 lF = 0{,}5\rho\omega^2 l\pi^3\varphi^3 r^2,$$

где l — расстояние элемента единичной длины от оси вращения; F — площадь поперечного сечения пленки; r — радиус канала.

Для турбулентного касательного напряжения, по данным гидравлических экспериментов, при течении в открытом канале

$$\tau = 0{,}5\xi_{\text{тр}}\rho\overline{w}^2,$$

где $\xi_{\text{тр}}$ — коэффициент трения; $\overline{w}$ — средняя скорость потока.

Для развитого турбулентного течения зависимость коэффициента трения от числа Re достаточно слабая и выражается в виде $\xi_{\text{тр}} = 0{,}0234(\mathrm{Re})^{-0{,}15}$. Число Re определяют по средней толщине пленки: $\mathrm{Re} = 0{,}5G_V/(\pi r\varphi\nu)$ (G_V — объемный расход охладителя).

Поскольку среднюю скорость пленки при определенной площади F сечения вычисляют как $\overline{w} = G_V/F = 2G_V/(\pi^3\varphi^3 r^2)$, а силу касательного трения $P_{\text{к}}$ находят из соотношения

$$2P_{\text{к}}\pi r\varphi\xi_{\text{тр}}\rho\overline{w}^2 = 0{,}234\rho\pi r\varphi[0{,}5G_V/(\pi r\varphi\nu)]^{-0{,}15}[2G_V/(\pi^3\varphi^3 r^2)]^2,$$

то

$$\varphi = 0{,}261 D^{0{,}127} (\mathrm{Re}^*)^{-0{,}02},$$

где $D = G_V^2/(\omega^2 l r^5)$; $\mathrm{Re}^* = G_V/(r\nu)$.

Результаты расчетов с достаточной точностью совпадают с результатами как прямых, так и косвенных экспериментов в широком диапазоне изменения параметров G_V, r, ω и l.

Согласно описанным физическим процессам, протекающим при течении тонких жидких пленок в каналах, охлаждающая способность теплоносителя заметно снижается. Поэтому для интенсификации теплообмена применяют стерженьки, вставки и другие конструктивные меры.

При течении тонких жидких пленок в охлаждающих каналах лопатки требуется провести оценку устойчивости течения пленки и определить условия, при которых в ней может начаться кипение. Оба эти процесса влияют на теплопередающие характеристики системы охлаждения.

Критерием неустойчивости течения пленки в канале может служить ее критическая толщина. Исследование неустойчивости пленки выполнено в основном для прямоугольного канала, ширина которого (следовательно, ширина пленки) значительно больше толщины пленки. Критическая толщина пленки в некотором сечении канала

$$\delta_{\text{кр}} = (\Gamma/\omega)^{0{,}5},$$

где $\Gamma = \overline{w}\delta = \text{const}$; $\overline{w}$ — средняя скорость пленки; ω — угловая скорость.

Если по сечению скорость $\overline{w} \neq \text{const}$, а распределяется по закону $\overline{w} = \overline{w}_{\max}(y/\delta)^n$ (y — координата в направлении, перпендикулярном стенке канала), то критическая толщина пленки

$$\delta_{\text{кр}} = [0{,}5(n+1)(n+2)/(2n+1)]^{0{,}5} (\Gamma/\omega)^{0{,}5}.$$

В этом выражении $0{,}5(n+1)(n+2)/(2n+1) = 1$ при показателе степени $n = 0$ (когда $\overline{w} = \overline{w}_{\max} = \text{const}$) и $n = 1$.

При исследовании возможности возникновения пузырькового кипения в жидкости, как и выше, ширина канала принималась существенно больше его глубины, течение — установившимся, тепловой поток — равномерно распределенным по смачиваемой поверхности стенки. Предполагалось, что площадь поперечного сечения канала

достаточна для того, чтобы скорости пара и пленки жидкости были одного порядка. Считалось, что пар и жидкая пленка движутся под действием сил инерции и статическое давление постоянно по длине канала. Поверхностным трением между паром и жидкостью ввиду его малости пренебрегали.

При указанных условиях тепловой поток от стенки к пару передается через пленку жидкости и испарение происходит в ее свободной поверхности, находящейся при температуре насыщения. Парообразование начинается при значении удельного теплового потока

$$q_0 = 4B\alpha/\lambda,$$

где $B = 2\sigma T v_{\text{п}}/i_{\text{п}}$; σ — поверхностное натяжение; T — температура; v — удельный объем пара; $i_{\text{п}}$ — скрытая теплота парообразования; α — коэффициент теплоотдачи; λ — теплопроводность.

Безразмерный тепловой поток, при котором начинается пузырьковое кипение, определяют по соотношению

$$\overline{q}_0 = q_0/[\sigma T v_{\text{п}} \lambda \text{Pr}^{0,64}/(i_{\text{п}} \nu^{4/3})] j^{2/3},$$

где j — ускорение движения в направлении, параллельном стенке канала.

Значение $\overline{q}_0$ является функцией только числа Re, определяемого по формуле $\text{Re} = 4\Gamma/v$. Для ламинарного течения пленки $\overline{q}_0 = 9{,}69\text{Re}^{-2/3}$; полностью развитое кипение возникает при значении теплового потока $q_{\text{кип}} = 1{,}4q_0$. Свойства воды и пара в этих уравнениях можно принимать при давлении 0,2...4 МПа, характерном для натурных лопаток.

6.3.2. Двухконтурное охлаждение

Схема рабочей лопатки с двухконтурным охлаждением дана на рис. 6.16. Лопатка состоит из пера *1*, замковой части *2* и оребренного радиатора *3*. Система внутренних каналов *4*, ориентированных вдоль лопатки и заполненных теплоносителем, пронизывает весь массив конструкции. Теплоноситель в каналах передает теплоту от пера лопатки к оребренному радиатору. Циркуляция теплоносителя в каналах происходит за счет естественной конвекции в интенсивном поле сил инерции.

В зависимости от взаимного расположения оребренного радиатора и замковой части различают лопатку с нижним расположением радиатора, как это показано на рис. 6.16, и с верхним расположением радиатора — он непосредственно примыкает к перу лопатки и расположен выше замковой части.

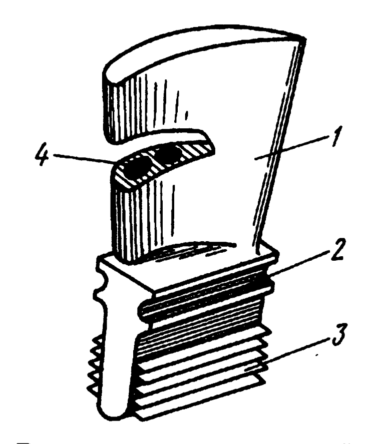


Рис. 6.16. Схема рабочей лопатки двухконтурного охлаждения с нижним расположением радиатора

Радиатор омывается потоком охладителя (газом, жидкостью, паром). При газообразном охладителе конструкция ротора проще, а сам охладитель является рабочим телом газотурбинного цикла и отбирается в систему охлаждения после компрессора. В ГТД открытого цикла в качестве охладителя используют воздух. Внутренним теплоносителем может быть любая среда в жидком или парообразном состоянии с хорошими конвективными характеристиками, обладающая термической стабильностью, не взаимодействующая с материалом лопатки и удовлетворяющая требуемому диапазону температур.

Расчет охлаждения лопатки сводится к решению двух взаимосвязанных задач — расчету средней температуры пера лопатки и температурного поля в его сечении. В результате решения первой задачи определяют среднюю температуру наружной поверхности пера лопатки и распределение температур по всему тракту охлаждения — от пера лопатки до стенки радиатора, если заданы начальная температура и расход охладителя, омывающего радиатор. Чаще в качестве исходной задают среднюю температуру наружной поверхности лопатки, а определяемыми являются температура и расход охладителя. Вторую задачу решают численными методами или на аналоговых устройствах, при этом используются граничные условия, полученные в результате решения первой задачи. В настоящем параграфе рассмотрено решение только первой задачи.

Теплоноситель в замкнутом канале охлаждения находится в одно- или двухфазном состоянии. В зависимости от этого различают две основные модели теплопередачи. В первой модели (рис. 6.17, *а*) перенос теплоты происходит в направлении к оси тур-

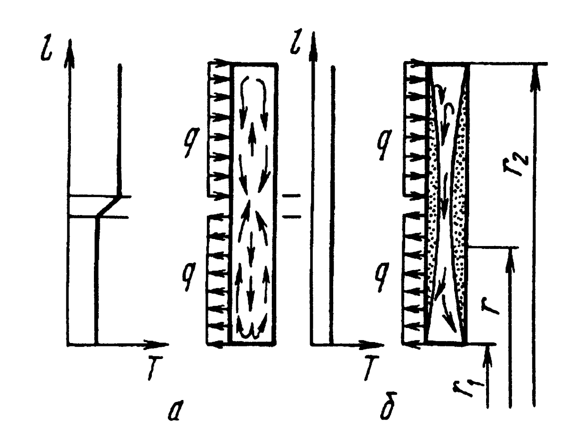


Рис. 6.17. Модели теплопередачи в канале охлаждения:
а – теплопередача при однофазном состоянии теплоносителя; *б* – теплопередача при двухфазном состоянии теплоносителя

бины, а холодный поток по центру канала движется в противоположном направлении. На участке охлаждаемой части канала процесс течения противоположен. На находящейся между этими участками части канала с изотермической стенкой происходит смешение и перестройка потоков жидкости и, как следствие, неупорядоченное движение жидкости.

Теоретический анализ этого явления и эксперименты показали, что на участках подвода и отвода теплоты с теплообменом между стенкой канала и теплоносителем коэффициент теплоотдачи вдоль всего канала практически не меняется, постоянна и средняя по сечению канала температура теплоносителя. Лишь вблизи границы смежного участка происходит ее заметное изменение, связанное с перестройкой потока. На участке с адиабатной стенкой фактически происходит теплоотдача вдоль столба теплоносителя, здесь температура изменяется по линейному закону. Изменение сечения характеризуется местным гидравлическим сопротивлением, вызывает местную перестройку потока и местное изменение температуры теплоносителя.

Во второй модели (рис. 6.17, *б*) перенос теплоты происходит за счет свободной конвекции теплоносителя, находящегося в состоянии фазового перехода. На обогреваемой части канала покрывающая стенку пленка жидкости испаряется, по центру канала теплоноситель в парообразном состоянии движется в зону охлаждения, где

конденсируется, а затем под действием сил инерции пленка конденсата стекает по стенке канала в зону подогрева. Таким образом осуществляется строго организованное движение теплоносителя. Температура жидкой пленки на стенках канала определяется температурой насыщения жидкости. Температура насыщения зависит от изменения давления пара вдоль длины канала, которое описывают зависимостью

$$p = p_0 b e^{br}(r_2 - r_1)(e^{br_2} - e^{br_1})^{-1}, \tag{6.53}$$

где p_0 — давление насыщения в неподвижном канале ($\omega = 0$) при температуре T и заданной массе теплоносителя в канале; $b = 0{,}5\omega^2(r_1 + r_2)/(RT)$; r, r_1, r_2 — радиусы (см. рис. 6.17); ω — угловая скорость; R — газовая постоянная, определенная с помощью уравнения состояния идеального газа с использованием действительных значений давления и удельного объема на линии насыщения примерно при температуре T — средней температуре теплоносителя в канале.

Лопатку с двухконтурным охлаждением можно рассматривать как теплообменный аппарат с контуром промежуточного теплоносителя: один теплообменник — это перо лопатки, второй — радиатор; контур промежуточного теплоносителя — заполненные теплоносителем каналы. Соответственно весь теплопередающий контур можно разделить на отдельные участки, для каждого из которых тепловой поток связан с термическим сопротивлением и температурным напором. Если принять температуру газа постоянной по высоте лопатки и неизменной вдоль ее поверхности вследствие пренебрежимо малого расхолаживания газа за счет охлаждения, то тепловой поток для каждого участка будет:

$$Q = \alpha_{л} F_{л}(T_{г} - T_{л}); \tag{6.54}$$

$$Q = \lambda_{л} F_{лу}(T_{л} - T_{лв})/\delta_{л}; \tag{6.55}$$

$$Q = \alpha_{жл} F_{кл}(T_{лв} - T_{жл}); \tag{6.56}$$

$$Q = R_{к}^{-1}(T_{жл} - T_{жр}); \tag{6.57}$$

$$Q = \alpha_{жр} F_{кр}(T_{жр} - T_{рв}); \tag{6.58}$$

$$Q = \lambda_{р} F_{ру}(T_{рв} - T_{рн})/\delta_{р}; \tag{6.59}$$

$$Q = \alpha_{в} \eta_0 F_0(T_{рн} - T_{в}). \tag{6.60}$$

Здесь $\alpha_л$, $\alpha_в$, $\alpha_{жл}$ и $\alpha_{жр}$ — коэффициенты теплоотдачи к поверхностям пера лопатки, радиатора, канала охлаждения в пере, канала охлаждения в радиаторе; $F_л$ — площадь наружной поверхности пера лопатки; $F_{лу}$ — условная площадь поверхности стенки пера; $F_{кл}$ — площадь поверхности каналов в пере лопатки; $F_{кр}$ — площадь поверхности каналов в радиаторе; $F_{ру}$ — условная площадь поверхности стенки радиатора; F_0 — площадь наружной оребренной поверхности радиатора; $T_г$ — температура газа, омывающего лопатку; $T_л$ — средняя температура наружной поверхности пера лопатки; $T_{лв}$ — температура стенки охлаждающих каналов в пере лопатки; $T_{жл}$ — температура теплоносителя в канале пера лопатки; $T_{жр}$ — температура теплоносителя в канале радиатора; $T_{рв}$ — температура стенки каналов охлаждения в радиаторе; $T_{рн}$ — температура наружной стенки радиатора в основании оребрения; $\lambda_л$ и $\lambda_р$ — теплопроводность материала лопатки и радиатора; $\delta_л$ и $\delta_р$ — толщина стенки пера лопатки и радиатора; $R_к$ — термическое сопротивление канала; η_0 — коэффициент эффективности оребренной поверхности.

При расчете теплопередачи по уравнениям (6.54) и (6.55) используют толщину и условную поверхность стенки сложного профиля. Обобщение результатов расчета теплопередачи через стенку сложного профиля, характерную для лопатки или радиатора, выполненное с использованием аналоговых устройств, позволило определить

$$\delta_i = 2F_ж(u_н + u_в)^{-1}; \quad F_{iу} = 0{,}5(u_н + u_в)l,$$

где $F_ж$ — площадь живого сечения пера или радиатора; $u_н$ — наружный периметр сечения пера или поперечного сечения радиатора; $u_в$ — суммарный периметр поперечных сечений каналов; l — длина пера лопатки или высота радиатора.

В уравнение (6.60) необходимо вводить некоторую определяющую температуру $T_в$, которая сама зависит от теплового потока и расхода охладителя. Поэтому удобнее вместо уравнений (6.58)–(6.60) ввести одно, учитывающее подогрев охладителя,

$$Q = (T_{жр} - T_{во})(1 - e^{-a})c_p G_{mв}, \qquad (6.61)$$

где

$$a = F_{ор}K/(c_p G_{mв}); \quad K = [\alpha_{жр}^{-1} + F_{кр}\delta_р/(F_{ру}\lambda_р) + F_{кр}/(F_0\eta_0\alpha_в)]^{-1}.$$

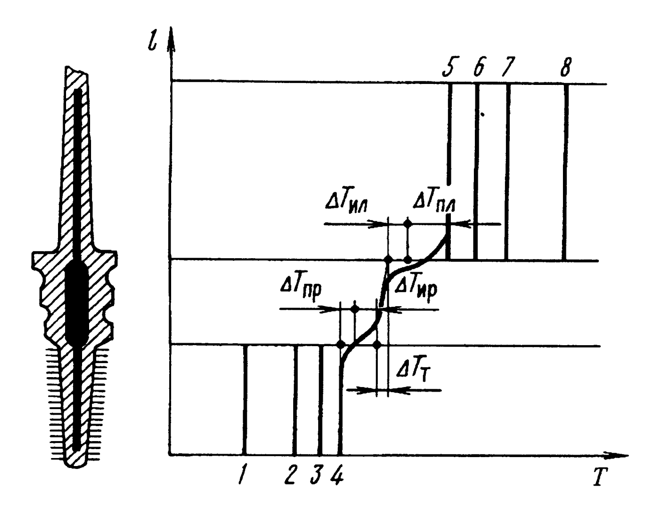


Рис. 6.18. Расчетная схема лопатки с двухконтурным охлаждением и эпюры температур:
1 – при однофазном состоянии внутреннего теплоносителя; *2* – наружной стенки радиатора; *3* – внутренней стенки радиатора; *4* – жидкости в радиаторе; *5* – жидкости в канале пера лопатки; *6* – стенки канала в пере лопатки; *7* – наружной стенки лопатки; *8* – газа

Совместное решение системы уравнений (6.54)–(6.57) и (6.61) позволяет установить связь между расходом $G_{m\text{в}}$, температурой охладителя $T_{\text{во}}$ на входе и температурой стенки пера лопатки $T_{\text{л}}$:

$$T_{\text{л}} = (T_{\text{г}}B + T_{\text{во}})(1+B)^{-1},$$

где

$$B = F_{\text{л}}\alpha_{\text{г}}\left\{\delta_{\text{л}}/(F_{\text{лу}}\lambda_{\text{л}}) + (F_{\text{кл}}\alpha_{\text{жл}})^{-1} + R_{\text{к}}^{-1} + [(1-e^{-a})c_pG_{m\text{в}}]^{-1}\right\}.$$

На рис. 6.18 дана расчетная схема лопатки с двухконтурным охлаждением, а также эпюры температур при однофазном состоянии внутреннего теплоносителя. Расчетная эпюра температур по каналу имеет ступенчатый характер, здесь же показана сглаженная эпюра, отвечающая действительному протеканию процессов теплопередачи. Теплообмен на стенке канала в лопатке или радиаторе с боковым подводом теплоты описывают уравнением

$$\text{Nu}_l = 0{,}0192(\text{Gr}\,\text{Pr})^{0{,}4}. \qquad (6.62)$$

Оно справедливо для каналов, длина которых не превышает

$$l_{\max} = 1{,}5\,(\mathrm{GrPr})^{0{,}1} d.$$

Определяющим геометрическим размером является длина l канала, за расчетную принята разность температур стенки и жидкости. Величина $R_к$ в формуле (6.57) характеризует термическое сопротивление канала на участке от $T_{жл}$ до $T_{жр}$ и равна

$$R_к = (\Delta T_{пл} + \Delta T_{ил} + \Delta T_т + \Delta T_{ир} + \Delta T_{пр}) Q^{-1}, \qquad (6.63)$$

где $\Delta T_{пл}$ и $\Delta T_{пр}$ — изменение температуры, вызванное перестройкой потока на выходе из канала с боковым подводом теплоты соответственно в пере лопатки и радиаторе; $\Delta T_{ил}$ и $\Delta T_{ир}$ — изменение температуры, вызванное внезапным изменением сечения канала соответственно в пере лопатки и радиаторе; $\Delta T_т$ — изменение температуры на длине канала с адиабатной стенкой.

Таким образом, необходимо определить следующие три характерных изменения температуры:

на участке перестройки потока

$$\Delta T_{пi} = \left[\frac{0{,}11 Q_к (l/d)^{1{,}5} \mathrm{Pr}^{0{,}068}}{\lambda d E \mathrm{Pr} (j\beta d^3/\nu^2)^{0{,}5}}\right]^{0{,}667}; \qquad (6.64)$$

при изменении площади сечения канала

$$\Delta T_{иi} = \left[\frac{Q_к}{\lambda d \psi \mathrm{Pr} (j\beta d^3/\nu^2)^{0{,}5}}\right]^{0{,}667}; \qquad (6.65)$$

на длине канала с адиабатной стенкой

$$\Delta T_т = \left[\frac{Q_к (F l_т/d_а)^{1{,}5} C^4}{0{,}0752 \lambda d_a \mathrm{Pr} (j\beta d_а^3/\nu^2)^{0{,}5}}\right]^{0{,}667}. \qquad (6.66)$$

В формулах (6.64)–(6.66) l — длина канала в пере лопатки или радиаторе; d — диаметр канала в пере лопатки или радиаторе; $d_а$ — диаметр канала на участке с адиабатной стенкой (если полость общая, то — эквивалентный диаметр полости); $l_т$ — длина канала с адиабатной стенкой; j — центростремительное ускорение на среднем радиусе участка, а для формул (6.64) и (6.65) — на радиусе, на

котором заканчивается канал или происходит скачкообразное изменение сечения; $Q_к$ — тепловой поток, приходящийся на один канал; ν, λ и β — соответственно кинематическая вязкость, теплопроводность и коэффициент объемного расширения, отнесенные к средней температуре теплоносителя на рассматриваемом участке.

Если на участке имеются параллельные каналы разного диаметра, то в качестве расчетного принимают канал со среднеарифметическим поперечным сечением, и для него определяют гидравлический диаметр и тепловой поток на усредненный канал. Константы получены экспериментально: для воды $F = 1$, $E = 58{,}8$; для жидких металлов $F = 4{,}6$, $E = 8{,}25$, $C = 0{,}0843$. Константа ψ задана экспериментальной кривой, характерные координаты которой следующие: $\overline{F} = 0{,}46$, $\psi = 0{,}44$; $\overline{F} = 0{,}263$, $\psi = 0{,}35$; $\overline{F} = 0{,}136$, $\psi = 0{,}315$; $\overline{F} = 0{,}067$, $\psi = 0{,}315$ ($\overline{F}$ — относительное изменение площади поперечного сечения канала). При использовании воды с параметрами в закритическом состоянии характерное давление в канале, по которому принимаются теплофизические характеристики теплоносителя, определяют по уравнению (6.53).

При двухфазном состоянии теплоносителя теплообмен на стенке канала лопатки для радиатора с боковым подводом и отводом теплоты описывают критериальным уравнением

$$\mathrm{Nu}_l = 0{,}67C_i(\mathrm{Ar\,Pr\,K})^{0{,}25}, \tag{6.67}$$

справедливым при $(\mathrm{Ar\,Pr^{-3}K^{-3}})^{0{,}25} \leq 600/C_i$ и предельной длине канала $l \leq l_{пр} = 0{,}25\chi_i(\mathrm{Ar\,Pr\,K})^{0{,}25}$. Здесь Ar — критерий Архимеда; K — критерий фазового перехода; C_i и χ_i — экспериментальные константы ($C_i = C_ц$, $C_щ$; $\chi_i = \chi_ц$, $\chi_щ$ для цилиндрического и щелевого каналов соответственно). Геометрическим размером, по которому рассчитаны критерии, входящие в уравнение (6.67), является длина канала; в качестве определяющей принята разность температур стенки и насыщенного пара. Константа χ_i зависит от отношений действительной температуры T теплоносителя в канале к его критической температуре $T_{кр}$ и формы поперечного сечения канала; константа C_i зависит также от отношения действительной длины канала к его предельной длине. Значения констант C_i, χ_i приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2. **Значения констант C_i и χ_i**

$T/T_{кр}$	$\chi_ц$	$\chi_щ$	Значения $C_ц$ и $C_щ$ при $l/l_{пр}$					
			0,05	0,1	0,2	0,4	0,5	0,8
0,3	0,1	0,07	$\frac{1,078}{1,05}$	$\frac{1,07}{0,997}$	$\frac{0,968}{0,850}$	$\frac{0,836}{0,669}$	$\frac{0,784}{0,576}$	$\frac{0,726}{0,479}$
0,6	0,2	0,14	$\frac{1,175}{1,340}$	$\frac{1,180}{1,340}$	$\frac{1,127}{1,272}$	$\frac{1,015}{1,102}$	$\frac{0,933}{0,968}$	$\frac{0,859}{0,863}$
0,735	0,26	0,215	$\frac{1,175}{1,468}$	$\frac{1,310}{1,495}$	$\frac{1,304}{1,477}$	$\frac{1,215}{1,375}$	$\frac{1,135}{1,277}$	$\frac{1,055}{1,185}$
0,9	0,36	0,4	$\frac{1,175}{1,515}$	$\frac{1,475}{1,555}$	$\frac{1,466}{1,534}$	$\frac{1,381}{1,430}$	$\frac{1,293}{1,330}$	$\frac{1,215}{1,249}$

Примечание. В числителе даны значения $C_ц$, в знаменателе — $C_щ$.

Среди большого числа теплоносителей наибольшее применение получили натрий, калий, эвтектический сплав натрия с калием и вода.

При теплоносителе из жидкого металла реализуется модель с однофазным его состоянием. Этой модели свойственны все составляющие термического сопротивления $R_к$ канала, рассмотренные выше. Кроме того, следует принимать во внимание, что заполнение лопатки теплоносителем перед постановкой ее на ротор производят в расчете на экстремальный температурный режим (канал заполняют расплавленным теплоносителем в условиях вакуума, затем всю лопатку подогревают до предполагаемой средней максимальной температуры, удаляя таким образом лишний теплоноситель, и заглушают вход). Вследствие этого на всех остальных тепловых режимах над зеркалом жидкого металла образуется газовая подушка, и часть длины каналов в радиаторе исключается из процесса теплопередачи.

В модели с двухфазным состоянием теплоносителя в процессе теплопередачи участвует вся длина каналов радиатора, а термическое сопротивление $R_к$ канала, в котором теплопередача осуществляется за счет массообмена, вырождается. Однако необходимо принять во внимание изменение температуры насыщения вдоль длины канала, связанное с изменением давления теплоносителя.

Если теплоносителем является вода, то можно реализовать модель с одно- и двухфазным состоянием теплоносителя. Вследствие

низкой критической температуры воды вторая модель осуществима лишь при чрезмерно охлажденной лопатке, что нецелесообразно. Теоретические расчеты и эксперименты показали, что вода с параметрами в закритическом состоянии является прекрасным теплоносителем. При температуре выше 700...750 K она не уступает по эффективности натрию; давление воды в канале оказывается 40...50 МПа, однако и при использовании жидкого натрия давление в канале периферийных сечений лопатки может достигать таких же значений.

Жидкие металлические теплоносители можно использовать в модели с двухфазным теплоносителем. Среди них наилучшими характеристиками обладает натрий. При атмосферном давлении натрий кипит при температуре 1154 K, критическая температура 2273 K, а критическое давление 33,64 МПа. При снижении давления в канале ниже атмосферного температура насыщения понижается. Например, при $p = 0{,}3 \cdot 10^{-2}$ МПа температура насыщения T_s составляет 873 K. Таким образом, за счет предварительного (при заполнении) вакуумирования полостей каналов в лопатке и соответствующего дозированного заполнения их натрием можно создать требуемые условия по давлению насыщения для выбранного уровня температур. Поскольку давление снаружи лопатки оказывается выше, можно создавать тонкостенные, с малым термическим сопротивлением конструкции лопатки типа оболочковой. Особенность расчета теплопередачи связана с учетом термического сопротивления $R_{\text{п}}$ в канале на границе “пленка жидкого натрия — насыщенный пар”:

$$R_{\text{п}} = 228 T_s v_s / \left[f r^2 \sqrt{M/T_s} \right],$$

где v_s — удельный объем пара на линии насыщения; f — коэффициент аккомодации; r — теплота парообразования; M — относительная молекулярная масса парообразного натрия.

Насыщенный пар натрия состоит из смеси одно- и двухатомных молекул. Равновесный состав смеси зависит от температуры насыщения; с изменением последней соответственно изменяются относительная молекулярная масса, теплота парообразования, а также коэффициент аккомодации. В расчетах можно принять следующие значения: $f = 0{,}43$ при $T_s = 773$ K; $f = 0{,}28$ при $T_s = 873$ K и $f = 0{,}14$ при $T_s = 973$ K.

Глава 7
ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

7.1. Принципы построения гидравлических сетей и основы расчета гидравлических сопротивлений в типовых элементах систем охлаждения лопаток

Согласно приведенным выше уравнениям, теплоотдачу к воздуху можно определить, если известна скорость течения, которую, в свою очередь, при известной геометрии охлаждающих каналов определяют по расходу воздуха через них. Лопатка с любой схемой течения воздуха представляет собой сложную систему отдельных типовых участков и элементов с разными гидравлическими сопротивлениями. Полный расход охлаждающего воздуха, поступающего в лопатку, распределяется по участкам в соответствии с их сопротивлениями. Поэтому для расчета теплоотдачи необходимо определить гидравлические сопротивления элементов и в соответствии с ними — распределение воздуха по отдельным каналам.

Сведения о потерях полного давления в лопатке необходимы и для правильного выбора начального давления $p^*_{в0}$ воздуха, для определения потерь, возникающих при выпуске в проточную часть, и располагаемой работы при его расширении (в открытых системах охлаждения) или потерь, связанных с возвратом воздуха в компрессор (в полузамкнутых системах охлаждения).

Тепловой и гидравлический расчеты взаимосвязаны: по известному распределению воздуха по каналам можно определить температуру охлаждаемых участков, а подогрев воздуха в каналах влияет на расход воздуха в каждом из них и во всей системе охлаждения.

Практически гидравлический и тепловой расчеты приходится выполнять параллельно методом последовательных приближений. Часто при этом используют приемы поверочных расчетов, т.е. определяют распределение воздуха по каналам охлаждения и суммарный его расход через сконструированную систему при заданной геометрии каналов. В отличие от этого при проектировочном гидравлическом расчете определяют рациональные геометрические формы охлаждающих каналов, расположение их проходных сечений, обеспечивающих заданный расход охлаждающего воздуха и требуемый теплосъем в детали.

При поверочном гидравлическом расчете системы охлаждения вначале на основе предварительных оценок и анализа систем охлаждения выполненных образцов намечают площади проходных сечений каналов в первом приближении. Исходной величиной при этом является заданный (выбранный) расход охлаждающего воздуха через рассчитываемую лопатку. Например, для лопаток авиационных ГТД с большим ресурсом можно использовать рекомендации, предложенные КАИ:

при начальной температуре газа перед турбиной до 1200 K для охлаждения замковых частей и удлиненных ножек рабочих лопаток и дисков относительный расход охлаждающего воздуха $g_{m\text{о}} = 0{,}005$;

лопатки можно не охлаждать, если максимальная температура газа перед сопловыми лопатками составляет менее 1270 K, а перед рабочими лопатками — менее 1170 K;

превышение температуры торможения газа перед лопаточными рядами на каждые 100 K, по сравнению с указанными выше, требует повышения относительного расхода воздуха при внутреннем конвективном охлаждении на $\Delta g_{m\text{о}} = 0{,}008 \ldots 0{,}012$ на каждый ряд, при комбинированном (конвективном, к которому добавлено пленочное охлаждение кромок) на $\Delta g_{m\text{о}} = 0{,}006 \ldots 0{,}009$, при заградительном (пористом, с многослойными материалами) на $\Delta g_{m\text{о}} = 0{,}004 \ldots 0{,}006$ на каждый охлаждаемый венец.

Подогрев воздуха в лопатках в первом приближении при гидравлическом расчете оценивают по формуле $\Delta T^*_{\text{в}} \approx \vartheta(T_{\text{л.д}} - T_{\text{в.вх}})$ ($T_{\text{л.д}}$ — допустимая температура внутренней стенки лопатки); при чисто внутреннем конвективном охлаждении коэффициент ϑ, являющийся, по существу, коэффициентом термической эффективности охлаждающего воздуха, $\vartheta = \vartheta_{\text{конв}} = 0{,}45 \ldots 0{,}6$; при конвективно-пленочном $\vartheta = \vartheta_{\text{пл}} = 0{,}65 \ldots 0{,}75$.

Размеры каналов могут быть определены по чертежу при эскизном проектировании. Площади выпускных щелей или отверстий в лопатке приближенно рассчитывают на основе уравнения неразрывности:

$$F_i = G_{m\text{в}} \Big/ \left[0{,}0404 \mu p_{\text{вых}} Y(\lambda_{\text{в.ад}}) / \sqrt{T^*_{\text{вх}}}\right],$$

где $G_{m\text{в}}$ — расход охлаждающего воздуха; μ — коэффициент расхода; $p_{\text{вых}}$ — давление при выходе из охлаждающих каналов; $Y(\lambda_{\text{в.ад}})$ — газодинамическая функция расхода, определяемая по перепаду давлений $p_{\text{вых}}/p^*_{\text{вх}}$; $T^*_{\text{вх}}$ и $p^*_{\text{вх}}$ — температура и давление воздуха при входе в канал. Для лопаток с продольными охлаждающими каналами $\mu = 0{,}6 \ldots 0{,}7$; для дефлекторных лопаток с поперечным течением охладителя $\mu = 0{,}35 \ldots 0{,}45$.

Методы построения гидравлических сетей и гидравлического расчета систем охлаждения лопаток газовых турбин основаны на том, что любая система охлаждения лопатки может быть представлена в виде соответствующим образом соединенных типовых элементов (или элементарных соединений), представляющих собой эквивалентную расчетную модель системы охлаждения. При составлении эквивалентной расчетной модели систему охлаждающих каналов лопатки делят на отдельные участки (типовые элементы), для которых с достаточной степенью точности можно определить коэффициенты гидравлического сопротивления. Обычно в качестве типовых элементов выбирают участки охлаждающего тракта, представляющие собой конструктивно единое целое, для которых закономерности течения воздуха можно описать одной достоверной зависимостью.

Типовые элементы в эквивалентной расчетной модели соединяют как параллельно, так и последовательно, образуя разветвленную гидравлическую сеть. При последовательном соединении типовых элементов перепад давлений на каждом из них различный, а расход воздуха одинаков. При параллельном соединении, наоборот, расход воздуха через каждый типовой элемент будет различным, а перепад давлений может быть одинаков (например, если типовые элементы имеют общие узлы соединений).

В качестве примера рассмотрим построение эквивалентной расчетной модели лопатки со сложным полупетлевым течением воздуха,

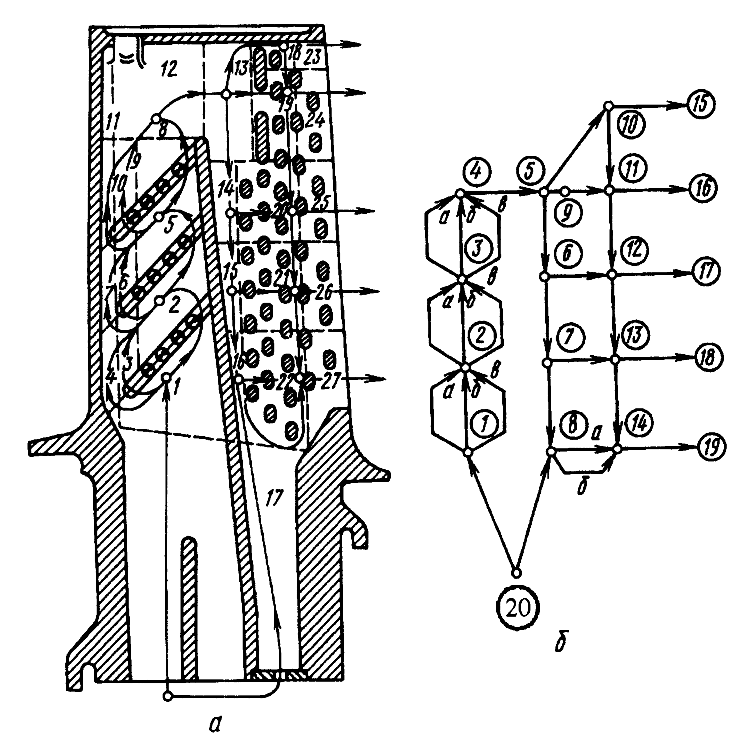


Рис. 7.1. Схема и тепловая модель охлаждаемой лопатки (*а*) и ее гидравлическая модель (*б*):
1, 2, ..., 27 – номера участков тепловой сети; *1, 2, ..., 20* – номера узлов гидравлической сети

конструктивная схема которой дана на рис. 7.1, *а* (модель предложена Б.М. Галицейским и другими). Внутренняя полость лопатки разделена продольной перегородкой, формирующей полупетлевое течение воздуха. В передней полости под углом 45° к продольной оси лопатки расположены три пары полуребер, соединенных между собой цилиндрическими штырьками для организации струйного обдува ее внутренней поверхности. В периферийной зоне задней полости установлены ребро и три ряда штырьков, а в средней и корневой — пять рядов штырьков, расположенных в шахматном порядке. Подачу воздуха в заднюю полость осуществляют через жиклер, образованный при входе в канал. Картина течения воздуха в столь сложной системе была выявлена при предварительных экспериментах путем визуализации течения на прозрачной модели. В результате визуализации установлено, что в передней полости можно выделить три зоны течения: непосредственно по цилиндрическому участку входной кромки, по концам полуребер и между рядами штырьков. В

задней полости охлаждающий воздух распределяется по трем направлениям: вдоль торцевой поверхности лопатки; через отверстия в ребре к выходной кромке; вдоль разделительной перегородки (при этом осуществляется обтекание штырьков как коллекторной зоны). В корневом сечении лопатки наблюдается взаимодействие основного потока и потока, поступающего через жиклер.

На основе экспериментов была разработана эквивалентная сеть (рис. 7.1, *б*), в которой характерным участкам течения воздуха соответствуют следующие ветви: *20–1*, *20–8* — вход в переднюю и заднюю полости; *1–2*, *2–3*, *3–4* — радиальное течение вдоль входной кромки; *1–а–2*, *2–а–3*, *3–а–4* — истечение через концы наклонных полуребер; *1–б–2*, *2–б–3*, *3–б–4* — течение между штырьками, установленными на полуребрах; *4–5* – поворот потока вдоль входной кромки и торцевой поверхности лопатки; *5–6*, *6–7*, *7–8* — радиальное течение в задней полости вдоль перегородки; *5–9* — течение через отверстия в ребре; *5–10* — течение вдоль торцевой поверхности лопатки; *9–11*, *6–12*, *7–13*, *8–14* — осевое течение через ряды штырьков малого диаметра; *10–11*, *11–12*, *12–13*, *13–14* — радиальное перетекание вдоль рядов штырьков в районе выходной кромки; *10–15*, *11–16*, *12–17*, *13–18*, *14–19* — осевое течение через ряды штырьков большого диаметра и через щель в выходной кромке. Взаимодействие потоков в канале передней полости моделируется последовательно-параллельным соединением ветвей в узлах *2*, *3*, *4*. Составленную гидравлическую сеть дополняют информацией о геометрических параметрах каналов и коэффициентах гидравлического сопротивления каждой ветви.

Поверочный гидравлический расчет базируется на известном из прикладной газовой динамики принципе независимого воздействия возмущений. Суть его состоит в том, что при течении воздуха с дозвуковыми скоростями в разветвленных сетях с разделениями и слияниями потоков суммарные потери можно находить простым сложением потерь в отдельных типовых элементах.

Так, если потери энергии выражать в единицах полного давления p^*, то суммарные потери полного давления

$$\Delta p_{\Sigma}^* = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta p_i^*, \tag{7.1}$$

где Δp_i^* — потери полного давления в каждом из n характерных по типу сопротивлений элементов охлаждающих каналов.

Величины Δp_i^* включают следующие потери давления.

1. *Местные потери давления* (на входе, при резком расширении, повороте, на выходе и др.), например:

$$\Delta p^*_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}}\rho_{\text{вх}}\frac{w^2_{\text{вх}}}{2}(1 + \text{M}^2_{\text{вх}}/4); \tag{7.2}$$

$$\Delta p^*_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}}\rho_{\text{вых}}\frac{w^2_{\text{вых}}}{2}(1 + \text{M}^2_{\text{вых}}/4), \tag{7.3}$$

где $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{вых}}$ — коэффициенты гидравлического сопротивления входа в канал и выхода из него, определяемые по справочным данным; в скобках этих формул — поправки на сжимаемость потока воздуха.

2. *Потери давления из-за трения*, например, в прямом или мало изогнутом канале

$$\Delta p^*_{\text{тр}} = \rho_{\text{вх}}\frac{w^2_{\text{вх}}}{2}(1 + \text{M}^2_{\text{вх}}/4)\left\{\frac{2}{1 + \rho_{\text{вых}}/\rho_{\text{вх}}}\times\right.$$
$$\left.\times\left[\zeta_{\text{тр}}(T^*_{\text{вых}}/T^*_{\text{вх}})^{0,64} + \ln\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вых}}}\right] + \frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вых}}} - 1\right\}, \tag{7.4}$$

где $w_{\text{вх}}$ — скорость охлаждающего воздуха при входе в канал; $\zeta_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}}l_{\text{к}}/d_{\text{к}}$ — коэффициент гидравлического сопротивления трения; $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент трения; $l_{\text{к}}$ и $d_{\text{к}}$ — длина и гидравлический диаметр канала. Изменение вязкости при течении с подогревом приближенно учитывают в формуле (7.4) соотношением $(T^*_{\text{вых}}/T^*_{\text{вх}})^{0,64}$, где $T^*_{\text{вх}}$, $T^*_{\text{вых}}$ — температуры охладителя на входе и выходе из канала.

Для входной кромки лопатки с поперечным течением воздуха по рекомендациям С.З. Копелева вводят поправку к величине $\zeta_{\text{тр}}$ в виде $(T_{\text{л}}/T^*_{\text{вх}})^{0,64}$, где $T_{\text{л}}$ — температура входной кромки лопатки.

3. *Тепловое сопротивление* из-за увеличения удельного объема воздуха при подогреве его от стенок канала при $\zeta_{\text{тр}} = 0$:

$$\Delta p_q = \rho_{\text{вх}}(w^2_{\text{вх}}/2)[(p_{\text{вх}}/p_{\text{вых}})(T^*_{\text{вых}}/T^*_{\text{вх}})(1 + \text{M}^2_{\text{вх}}/4)].$$

4. *Изменение полного давления в результате подвода* (течение от оси вращения) *или отвода* (при течении к оси) *механической энергии* к воздуху в каналах при вращении ротора. Если считать течение изотермическим, то изменение полного давления можно определить из соотношения

$$dp = \frac{p}{RT}\omega^2 r\,dr,$$

где R — газовая постоянная; T — температура воздуха; ω — частота вращения лопатки; r — текущий радиус, отсчитываемый от оси вращения. В результате интегрирования этого уравнения получаем

$$\Delta p^*_{\omega} \approx p^*_{\text{вх}} \Big\{ \exp[\omega^2 (r^2_{\text{вых}} - r^2_{\text{вх}})/(2RT^*_{\text{охл.вх}})] - 1 \Big\}. \qquad (7.5)$$

Количество уравнений (7.1) равно числу n входящих в систему охлаждения типовых элементов.

Для точек гидравлической сети системы охлаждения, в которых происходит разделение и слияние потоков (узлов или узловых точек), можно записать еще уравнения сохранения массы, исходя из того, что в установившихся условиях сумма расходов воздуха, подходящего к узлу и отходящего от него, равна нулю:

$$\sum G_{\text{охл}} = 0. \qquad (7.6)$$

Количество уравнений вида (7.6) равно числу m узловых точек. Система из $m+n$ алгебраических уравнений является замкнутой (количество уравнений равно числу неизвестных) и в принципе позволяет найти искомые расход и давление охлаждающего воздуха в канале. Однако аналитическое решение такой задачи часто оказывается слишком громоздким (как в приведенном выше примере сложной гидравлической сети), поскольку расход рабочего тела на каждой ветви гидравлической сети зависит от многих факторов: геометрических характеристик, коэффициента гидравлического сопротивления, степени подогрева воздуха, чисел Рейнольдса и Маха, режимов течения и др. В общем случае зависимость расхода охлаждающего воздуха от перепада давлений и степени подогрева на каждой ветви эквивалентной расчетной схемы является нелинейной, многофакторной, что существенно усложняет процедуру расчета. Поэтому приходится прибегать к приближенным методам, позволяющим с достаточной степенью точности проводить гидравлические расчеты с применением компьютеров.

Одним из таких методов является метод определения расхода рабочего тела в каждой ветви эквивалентной расчетной модели в зависимости от перепада давлений для несжимаемой жидкости с последующей корректировкой на сжимаемость. В этом случае расход воздуха в рассматриваемой ветви эквивалентной расчетной системы определяется соотношением

$$G_{ij} = k_{ij}F_{ij}\sqrt{\frac{2\rho_{ij}}{\zeta_{ij}^*}(p_i - p_j \pm \Delta p_{\omega ij}^*)}, \qquad (7.7)$$

где G_{ij} — расход охлаждающего воздуха на рассматриваемой i–j-ветви; i — номер узла; j — номер смежного узла; k_{ij} — коэффициент, учитывающий влияние сжимаемости потока; F_{ij} — площадь поперечного сечения ветви; ρ_{ij} — средняя плотность воздуха; $\zeta_{ij}^* = \zeta_{ij}\dfrac{l}{d_э} + \zeta_{\text{м}ij}$ — коэффициент гидравлического сопротивления рассматриваемой ветви ($\zeta_{\text{м}ij}$ — местные сопротивления в ней); $\Delta p_{\omega ij}^*$ — избыточное давление, которое, как показано выше, обусловлено действием сил инерции, возникающих при вращении; применительно к рассматриваемой ветви его значение определяют по формуле (7.5) при подстановке в нее соответствующих значений параметров:

$$\Delta p_{\omega ij}^* \approx p_{ij}^*\left\{\exp[\omega^2(r_j^2 - r_i^2)/(2RT_{ij}^*)] - 1\right\}.$$

Здесь p_{ij}^* — среднее давление на ветви; r_i, r_j — расстояния узлов i и j от оси вращения; T_{ij}^* — средняя температура воздуха на рассматриваемой ветви. Избыточное давление $\Delta p_{\omega ij}^*$ принимает положительное значение, если вектор скорости течения воздуха направлен от сечения с меньшим радиусом к сечению с бóльшим радиусом, и отрицательное значение — в противном случае.

Для определения расхода G_{ij} охлаждающего воздуха используют метод последовательных приближений. Если считать воздух несжимаемой средой ($k_{ij} = 1$), то расход G_{ij} находят по формуле (7.7). Во втором приближении используют ту же формулу, причем сжимаемость учитывают выражением

$$k_{ij} = \frac{G_{ij}^*}{\sqrt{\dfrac{2\rho_{ij}}{\zeta_{ij}}(p_i - p_j)}}.$$

G_{ij}^* определяют с учетом сжимаемости по формуле

$$G_{ij}^* = \frac{m_{\text{кр}}q(\lambda)p_{\max}F_{ij}}{\sqrt{RT_{\max}}},$$

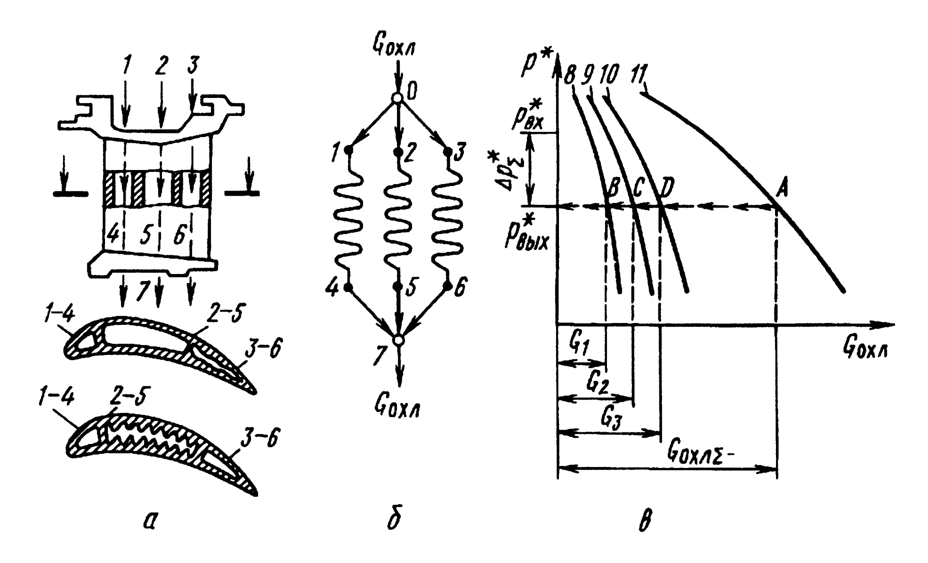


Рис. 7.2. Схема сопловой лопатки с продольным течением охлаждающего воздуха (*а*); соответствующая ей эквивалентная гидравлическая расчетная схема (*б*) и графики для определения расхода воздуха по каналам охлаждения (*в*):

0...7 – узловые точки; *1–4*, *2–5*, *3–6* – типовые элементы сопротивления трения и сопротивления на выходе из охлаждающих каналов; *8*, *9*, *10* – характеристики каналов; *11* – суммарная зависимость $G_{охл} = f(p^*)$; G_1, G_2, G_3 – искомые расходы

где $m_{кр} = \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$; $q(\lambda)$ — приведенная плотность потока массы, $q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}\lambda$; $\lambda = u/a_{кр}$ — приведенная скорость; $a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}RT}$ — критическая скорость звука; u — скорость потока; $p_{max} = \max(p_i, p_j)$; R — газовая постоянная; $T_{max} = T(p_{max})$.

На практике в большинстве случаев этот метод оказывается достаточно громоздким.

Для простых гидравлических систем могут быть использованы *графические методы расчета*. В качестве примера применения одного из таких методов, предложенного ИТТФ, рассмотрим расчет простой конвективной системы охлаждения сопловой лопатки с продольным течением охлаждающего воздуха (рис. 7.2). Будем считать заданными: суммарный расход $G_{охл\Sigma}$ охлаждающего воздуха через

лопатку, давление $p^*_{\text{охл.вх}}$ и температуру $T^*_{\text{охл.вх}}$ воздуха на входе в лопатку. При параллельном соединении типовых элементов (ветвей *1–4*, *2–5* и *3–6*) между двумя узловыми точками (*0* и *7*) перепад давления на всех ветвях будет одинаковым и равным перепаду давления между узловыми точками: $\Delta p^*_{1-4} = \Delta p^*_{2-5} = \Delta p^*_{3-6} = \Delta p^*_{0-7}$.

Расход воздуха в каждом канале (типовом элементе) будет разным, но в узловых точках системы $G_{\Sigma(0)} = G_{\Sigma(7)}$.

Расчет течения воздуха через каждый типовой элемент (ветвь) начинается с той точки, в которой известно давление (в рассматриваемом случае точка *0*). Поскольку перепад давлений в каждом типовом элементе зависит от расхода воздуха, который заранее не известен, выбирают реально возможный диапазон расхода воздуха и определяют по соотношению (7.7) для каждой ветви (канала) графическую зависимость перепада давлений и давления на выходе из лопатки от расхода воздуха. Тем самым давление и перепад давлений находят для всей эквивалентной расчетной схемы (см. рис. 7.2). Заданному суммарному расходу воздуха $G_{\text{охл}\Sigma}$ на кривой *11* соответствует точка A, определяющая давление на выходе $p^*_{\text{вых}}$ и потери давления $\Delta p^*_{\Sigma} = p^*_{\text{вх}} - p^*_{\text{вых}}$. Изобара, проведенная из точки A до пересечения с кривыми *8, 9, 10* в соответствующих точках B, C, D, определяет расходы через каждый из каналов — G_1, G_2 и G_3.

Как указано выше, большое распространение в сопловых лопатках получили дефлекторные конструкции с поперечным течением охлаждающего воздуха. Детальное исследование гидравлических сопротивлений в таких лопатках выполнено С.З. Копелевым и С.В. Гуровым. Учитывая, что доля потерь на трение в каналах вдоль спинки и вогнутой поверхности в таких лопатках мала, авторы предложили определять расход воздуха через такую лопатку с учетом одностороннего подогрева воздуха по формуле

$$G_{\text{охл}} = \frac{\overline{G}_{\text{пр}} m p_3 F_3}{\sqrt{[\zeta_1 (F_3/F_1)^2/\pi_{\text{л}} + \zeta_3] T^*_0}},$$

где $\overline{G}_{\text{пр}}$ — величина, определяемая по экспериментальным данным в зависимости от располагаемого перепада давлений $\pi_{\text{л}} = p^*_{\text{вх}}/p$ ($p^*_{\text{вх}}$ — давление на входе в охлаждающие каналы; p — статическое давление в месте выдува (при выдуве в кромку $p = p_2$, т.е. равно давлению за сопловой решеткой)); F_3, p_3 — площадь проходного сечения

внутренней полости лопатки и статическое давление на выходе из участка *3* (см. рис. 6.5); параметр

$$m = \left[1 + (\zeta_1/\zeta_\Sigma)(F_3/F_0)^2\left(\frac{T_0^*}{T_0^* + \Delta T}\Psi^{0,64} - 1\right)\frac{1}{\pi_л}\right]^{-0,5}\sqrt{\frac{T_0^*}{T_0^* + \Delta T}}$$

— поправка на неизотермичность течения; ζ_1, ζ_3, ζ_Σ — коэффициенты гидравлического сопротивления участков *1* и *3*, а также суммарный; F_0 и T_0^* — площадь проходного сечения и температура торможения охлаждающего воздуха на входе в систему охлаждения; ΔT — повышение температуры охлаждающего воздуха; Ψ — поправка на вязкость.

7.2. Гидравлические характеристики охлаждающих трактов составных проницаемых оболочек

В п. 5.1.2 были показаны достоинства СПО для лопаток и приведены примеры таких оболочек (см. рис. 5.17 и 5.18), в п. 6.2.3 отражены подходы к расчету теплоотдачи в них.

Коэффициенты гидравлического сопротивления в СПО определяют по формулам, полученным в результате обобщения опытных данных, полученных в МГТУ, КАИ и других организациях. Размеры проходных сечений в СПО обычно имеют порядок 10^{-1} мм, а при условии предварительной очистки воздуха, поступающего в лопатку, эти размеры могут быть еще меньше.

Малые размеры внутренних каналов СПО позволяют использовать для обобщения суммарных гидравлических характеристик подход, основанный на формуле Дарси и квадратичной зависимости между скоростью фильтрации и перепадом давлений при турбулентном режиме течения:

$$\xi = \frac{p_{вх}^{*2} - p_{вых}^{*2}}{RT_{вх}^*\delta G_{уд}^2\beta}, \qquad (7.8)$$

где $p_{вх}^*$, $p_{вых}^*$ — давления торможения охлаждающего воздуха на входе в СПО и выходе из них; δ — толщина СПО; $G_{уд}$ — удельный расход охлаждающего воздуха; β — инерционный коэффициент гидравлического сопротивления.

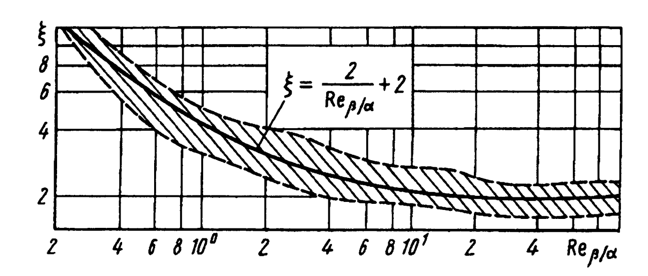


Рис. 7.3. Зависимость коэффициента суммарных гидравлических сопротивленияй СПО от числа Рейнольдса

Потери от инерционных сил в диапазоне изменения удельного расхода охлаждающего воздуха, характерного для систем охлаждения газовых турбин, примерно на порядок превышают вклад вязкостных сил в суммарное гидравлическое сопротивление. Практически у всех СПО коэффициент вязкостного сопротивления $\alpha = (0{,}1 \ldots 0{,}5) \cdot 10^{12}\,\text{м}^{-2}$, тогда как инерционный коэффициент сопротивления изменяется на несколько порядков. Поэтому обобщение опытных данных для практически важного диапазона удельных расходов охлаждающего воздуха может быть выполнено при фиксированном значении коэффициента вязкостного сопротивления, равного среднему: $\alpha_{\text{ср}} \approx 0{,}3 \cdot 10^{12}\,\text{м}^{-2}$. Результаты такого обобщения представлены на рис. 7.3; получена зависимость коэффициента суммарных гидравлических сопротивлений СПО от числа Рейнольдса, рассчитываемого по отношению β/α, т.е. по отношению инерционного коэффициента гидравлического сопротивления к коэффициенту вязкостного сопротивления:

$$\xi = \frac{2}{\text{Re}_{\beta/\alpha}} + 2.$$

Одной из особенностей охлаждающих трактов СПО является наличие участков с перепускными отверстиями, по которым воздух подают в щелевые или прямоугольные каналы, стесненные перемычками или ребрами. Для расчета, например, СПО с квадратными перемычками (см. рис. 5.18) требуются опытные данные о гидравлическом сопротивлении двух элементов: элемента со вдувом в щелевой канал с квадратными перемычками и элемента с оттоком из щелевого канала с квадратными перемычками. Опытные зависимости $\zeta = f(\text{Re})$ для этих элементов при изменении относительного шага перемычек от 1,7 до 2,6 приведены на рис. 7.4, *а* и 7.5, *а*. При

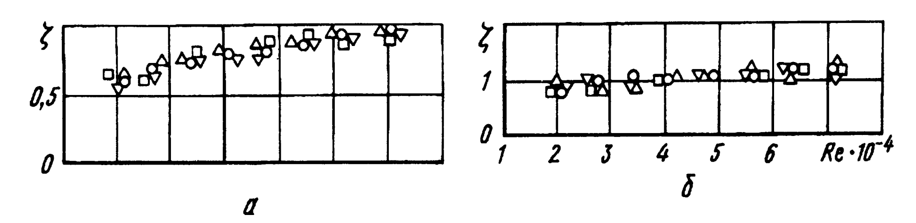


Рис. 7.4. Графики гидравлического сопротивления при вдуве воздуха в щелевой канал:
а – с квадратными перемычками; *б* – с круглыми перемычками; о – $\bar{t}$ = 2,6; ∇ – $\bar{t}$ = 2,2; Δ – $\bar{t}$ = 1,9; □ – $\bar{t}$ = 1,7

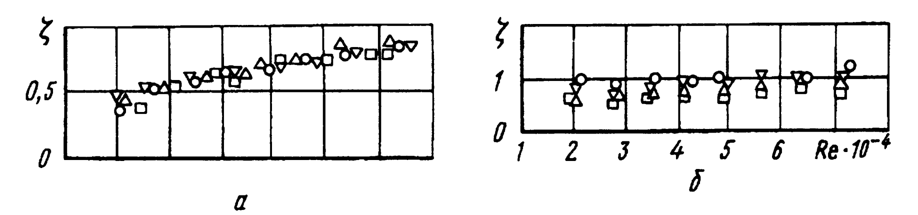


Рис. 7.5. Графики гидравлического сопротивления при оттоке воздуха из щелевого канала:
а – с квадратными перемычками; *б* – с круглыми перемычками; о – $\bar{t}$ = 2,6; ∇ – $\bar{t}$ = 2,2; Δ – $\bar{t}$ = 1,9; □ – $\bar{t}$ = 1,7

использовании в СПО аналогичной схемы круглых перемычек (типа тех, которые показаны на рис. 5.17) коэффициенты гидравлического сопротивления характерных элементов имеют вид, представленный на рис. 7.4, *б* и 7.5, *б*.

При оценке перепадов давлений для обеспечения заданных расходов охлаждающего воздуха через СПО учитывают потери полного давления на входной поверхности проницаемых стенок.

В случае дискретного подвода воздуха по нормали к входной перфорированной поверхности коэффициенты гидравлического сопротивления необходимо определять с учетом взаимодействия натекающих струй с перфорированной входной поверхностью.

При определении коэффициента гидравлического сопротивления на входной перфорированной пластине со струйным обдувом полное давление на входе определялось по сумме статического давления и динамической составляющей, вычисленной по среднерасходной скорости. При изменении относительного расстояния между перфорированными пластинами $\overline{H} = H/d_д$ от 4 до 8 коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{вх}$ практически не изменяется (рис. 7.6). Согласно данным Е.П. Дыбана, А.И. Мазура, гидравлическое сопротивление должно изменяться при варьировании величины $\overline{H}$ в более

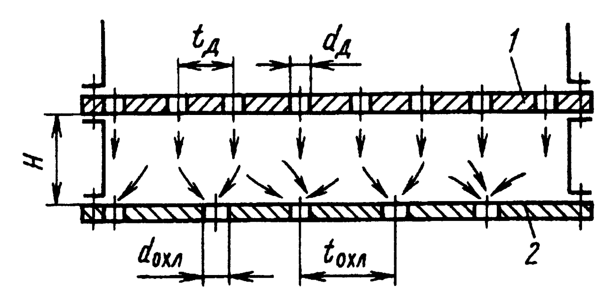


Рис. 7.6. Схема опытного участка для исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления на входной перфорированной поверхности при подводе охладителя по нормали:

1 – "душирующая" пластина; *2* – охлаждаемая пластина

широком диапазоне, когда изменяются потери от смешения струй и интенсивность вихреобразования после натекания струй на поверхность. Влияние относительного шага в пластине (часто называемой "душирующей"), через которую осуществляют подвод воздуха к охлаждаемой пластине, более существенно. В исследованном диапазоне изменения относительного шага отверстий душирующей пластины $\bar{t}_д = 1{,}5\ldots12$ коэффициент сопротивления $\zeta_{вх}$ возрастает по зависимости, близкой к экспоненциальной. При увеличении $\bar{t}_д$ от 8 до 12 он увеличивается более чем в 2 раза.

7.3. Гидравлические сопротивления при течении охлаждающего воздуха вблизи диска

Турбинные диски могут иметь радиальный, струйный обдувы охлаждающим воздухом или комбинацию этих видов обдува (см. п. 5.4.1). На боковой поверхности диска пограничный слой обычно турбулентный, к тому же подача воздуха в осевой зазор через кольцевую щель, по данным ИТТФ, снижает критическое число $\mathrm{Re}_\omega = \omega r^2/\nu$ до $9 \cdot 10^4$, а при вдуве воздуха в зазор через отдельные отверстия — до 10^4.

Чтобы рассчитать гидравлические сопротивления при течении охлаждающего воздуха около боковой поверхности диска, необходимо знать начальный коэффициент закрутки потока в зазоре, интенсивность циркуляционных течений, а также перепад давлений воздуха в зазоре по радиусу диска.

В качестве характеристик течения жидкости вблизи вращающегося диска обычно используют начальный коэффициент закрутки потока $\beta_{\varphi 0} = v_{u0}/(\omega r_0)$ и кинематический фактор $K_v = \omega r/v_r$, где r_0, v_{u0} — радиус подачи охлаждающего воздуха и окружная скорость на этом радиусе; v_r — радиальная составляющая скорости.

Характер течения воздуха в зазоре зависит от скорости вращения диска, ширины осевого зазора, наличия отверстий для подачи или отвода воздуха, их размеров, а также от расхода охлаждающего воздуха.

При небольшой ширине s осевого зазора пограничные слои на вращающемся диске и поверхности статора или дефлектора (покрывного диска), вращающегося вместе с основным диском, смыкаются. Согласно данным В.М. Капиноса, смыкание слоев происходит при $s/r_{\text{п}} < 0{,}06$, где $r_{\text{п}}$ — периферийный радиус диска. При значительной ширине зазора образуются раздельные пограничные слои с ядром потока между ними.

При радиальном обдуве диска расчет гидродинамических параметров течения в зазоре около диска намного сложнее, чем при отсутствии принудительной подачи охлаждающего воздуха, поэтому теоретическое решение подобной задачи возможно лишь при введении ряда упрощений и использовании полуэмпирических методов исследования. Такие методы применительно к рассматриваемой задаче разработаны В.М. Капиносом и Л.А. Дорфманом.

В первом приближении для диска с дефлектором коэффициент закрутки потока может быть определен по эмпирической зависимости Бузника

$$\beta_\varphi = 1 - \sqrt{[\exp(-0{,}37k_V)](1 + 1/k_V^2) - 1/k_V^2},$$

где $k_V = 0 \ldots 5$.

Зная коэффициент закрутки потока, можно определить все основные гидравлические характеристики потока в зазоре между диском и покрывным диском.

Для случая смыкающихся пограничных слоев на радиусе подачи охлаждающего воздуха при его течении между диском и вращающимся вместе с ним дефлектором в направлении от оси вращения ротора радиальная составляющая скорости v_r может быть определена из уравнения неразрывности: $v_r = v_{r0}\, r_0/r$, а тангенциальная

составляющая, согласно данным Г.А. Артемова и А.Я. Шквара, — по формуле

$$v_u = v_{u0}\left\{0{,}0135r_0^2\Big/(rs/2)K_1\mathrm{Re}_{r0}^{-0{,}25}[1-(r_0/r)^{1{,}25}]+(r/r_0)^{0{,}73}\right\},$$

где $\mathrm{Re}_{r0} = v_{r0}\,s/(2\nu)$ — число Рейнольдса, определенное по составляющей скорости на радиусе r_0 начального сечения; s — ширина зазора между дисками; v_{r0}, v_{u0} — радиальная и тангенциальная составляющие скорости на радиусе r_0; коэффициент

$$K_1 = \Big\{\sin^{0{,}75}\alpha_{\text{в}}(\sin^2\alpha_{\text{в}}+1)[0,78-0,293(\sin^2\alpha_{\text{в}}- -\cos^2\alpha_{\text{в}})/(1+\sin^2\alpha_{\text{в}})-0{,}188\sin^2\alpha_{\text{в}}\cos^2\alpha_{\text{в}}/(4\sin^4\alpha_{\text{в}}+ +\cos^4\alpha_{\text{в}}+2\sin^2\alpha_{\text{в}}\cos^2\alpha_{\text{в}})]\Big\}^{-1};$$

$\alpha_{\text{в}}$ — угол между скоростью потока в центре зазора и окружным направлением.

Перепад давлений по радиусу диска для рассматриваемого случая рассчитывают по формуле

$$\Delta p = p_0 - p + \frac{\rho(v_{u0}^2 - v_u^2)}{2} + \frac{\rho v_{r0}^2}{2}[1-(r_0/r)^2], \tag{7.9}$$

где

$$p_0 - p = (\rho v_{u0}^2/2)\Big\{K_2 r_0^2\Big/[(s/2)\mathrm{tg}^2\alpha_{\text{в}}(1/r^2-1/r_0^2)]- -K_3\Big/[(s/2)(r^{-0{,}75}-r_0^{-0{,}75})]-K_4\int_{r_0}^{r}(v_u^2/v_{u0}^2)\,dr\Big\};$$

$$K_2 = 0{,}78-0{,}585/(2+\mathrm{ctg}^2\alpha_{\text{в}})-0{,}188/(4\mathrm{tg}^2\alpha_{\text{в}}+\mathrm{ctg}^2\alpha_{\text{в}}+2);$$

$$K_3 = 0{,}0225\mathrm{Re}_{r0}^{-0{,}25}\,\frac{\sin\alpha_{\text{в}}+\cos\alpha_{\text{в}}/(2\mathrm{tg}\,\alpha_{\text{в}}+\mathrm{ctg}\,\alpha_{\text{в}})}{\cos^2\alpha_{\text{в}}\sin^{-0{,}25}\alpha_{\text{в}}};$$

$$K_4 = 0{,}78-0{,}585/(2+\mathrm{ctg}^2\alpha_{\text{в}})+0{,}188/(4+\mathrm{ctg}^4\alpha_{\text{в}}+2\mathrm{ctg}^2\alpha_{\text{в}}).$$

Результаты расчетов по формуле (7.9) хорошо согласуются с опытными данными.

Обычно охлаждающий воздух проходит через систему отверстий вблизи оси двигателя и далее выходит в зазоры, обтекая боковые поверхности дисков. В этой связи возникает необходимость

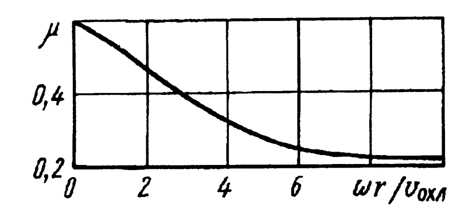


Рис. 7.7. Опытная зависимость $\mu = f(\omega r/v_{\text{охл}})$

расчета гидравлических характеристик воздуха, протекающего через отверстия во вращающемся диске.

Экспериментально обнаружено, что коэффициент расхода через отверстия заметно уменьшается с увеличением отношения скорости вращения отверстия к скорости протекания воздуха через него. Коэффициент расхода при неподвижном диске и вращении его с малой скоростью зависит от геометрии отверстий и может быть определен по зависимости для отверстий в пластине.

Как видно на рис. 7.7, при больших угловых скоростях ω коэффициент расхода μ приближается к значению 0,22.

Гидродинамические характеристики потока в зазоре около вращающегося диска зависят от распределения скоростей по его радиусу. В результате опытных исследований характера течения охлаждающего воздуха между диском и покрывным дефлектором установлено, что при увеличении ширины осевого зазора и угловой скорости вращения дисков радиальная составляющая v_r уменьшается. Увеличение расхода охлаждающего воздуха через зазор ведет к увеличению радиальной составляющей скорости v_r.

Тангенциальная составляющая v_u относительной скорости становится больше с увеличением ширины рабочего зазора и частоты вращения дисков. Ее значение максимально в середине междискового зазора, а по мере приближения к поверхности диска уменьшается. Гидравлические характеристики в зазоре между вращающимся диском и статором также зависят от расхода охлаждающего воздуха через зазор и от того, смыкаются или нет пограничные слои в зазоре.

Теоретическое решение задачи о течении воздуха в радиальном направлении от оси к периферии диска в зазоре между вращающимся диском и статором для случая смыкающихся пограничных слоев получено Л.А. Дорфманом. Предполагалось, что воздух подводился через центральное отверстие радиусом r_0, выполненное в статоре.

Напряжение трения на поверхности вращающегося диска определяли по уравнению момента количества движения и из закономерности распределения тангенциальной скорости по толщине пограничного слоя около вращающегося диска

$$(r\omega - v_u)/v_{\text{охл}} = 8{,}74(yv_{\text{охл}}/\nu)^{1{,}7}, \tag{7.10}$$

где $v_{\text{охл}}$ — скорость охлаждающего воздуха, подаваемого для радиального обдува диска; y — координата вдоль оси вращения диска. Профили скорости задавались на основе данных для турбулентного течения в трубах и вдоль плоской стенки.

Численное решение уравнения момента количества движения с учетом закономерности (7.10) позволило получить распределение коэффициента закрутки потока β_φ в зависимости от радиуса диска и параметра A, определяемого по формуле

$$A = 0{,}0268k_{V\text{п}}\text{Re}_\omega^{-0{,}25}(r_\text{п}/s)^{5/4}(r_0/r_\text{п})^{11/4}.$$

При наличии начальной закрутки

$$\beta_\varphi = \beta'_\varphi\left(\frac{r}{r_0}\right)_0 + \frac{\beta_{\varphi 0}}{(r/r_0)^2}\exp\left\{\frac{8}{11}A\left[1 - \left(\frac{r}{r_0}\right)^{11/4}\right]\right\},$$

где $\beta'_\varphi\left(\dfrac{r}{r_0}\right)_0$ — решение для начального условия $(r/r_0) = 1$; $\beta_{\varphi 0} = 0$.

Зависимость $\beta'_\varphi = f(r/r_0)$ дает возможность вычислить коэффициент момента сопротивления

$$c_\text{м} = 0{,}337(r_0/r_\text{п})^{19/4}\text{Re}^{-1/4}(s/r_\text{п})^{-1/4}\int\limits_1^{r_\text{п}/r_0}(r/r_0)^{15/4}(1-\beta_\varphi)^{15/4}d(r/r_0).$$

Относительный коэффициент момента сопротивления для диска без дефлектора при течении воздуха от оси к периферии диска можно рассчитывать по соотношению, предложенному М.И. Цаплиным,

$$c_{\text{м.отн}} = 0{,}0795\text{Re}_{\text{отн}}^{-0{,}2}\left(\frac{s/r_\text{п}}{1{,}58\cdot 10^{-2}}\right)^{-0{,}155},$$

где $\text{Re}_{\text{отн}} = \omega r_\text{п}^2(1 - \overline{v}_u)\rho/\mu$ — число Рейнольдса, определенное по относительной скорости воздуха в зазоре; $\overline{v}_u$ — относительная ско-

рость закрутки среды в зазоре между диском и статором на периферии. Диапазон изменения безразмерного массового расхода воздуха в зазоре $\overline{G}_{\text{охл}} = G_{\text{охл}}/(\rho\omega r_{\text{п}}^3) = 10^{-3}\ldots 9\cdot 10^{-3}$; $s/r_{\text{п}} = 0{,}03\ldots 0{,}1$. Получено, что коэффициент $c_{\text{м}}$ для диска, вращающегося около неподвижной поверхности, может на 20 ... 45 % превышать коэффициент момента сопротивления для диска, вращающегося в свободном пространстве.

Для повышения КПД ступени турбины при обдуве диска потоком воздуха, текущим от оси к периферии, целесообразна установка лопаточного аппарата на периферии статора, который уменьшает угол между направлением потока газа в проточной части у корневого сечения ступени и направлением течения вытекающего в проточную часть охлаждающего воздуха.

Исследование особенностей течения охлаждающего воздуха в направлении от периферии к оси вращения в зазоре между вращающимся диском и статором было выполнено Цаплиным при следующих упрощениях: вторичные течения не учитывались; коэффициент трения по радиусу считался постоянным; предполагалось, что трение о диск и статор изменяет количество движения лишь в тангенциальном направлении; неизотермичность не учитывалась. Задача была решена для случая несмыкающихся пограничных слоев.

Теоретический анализ показал, что тангенциальная составляющая скорости зависит от трех параметров: безразмерной величины $a = 2\pi c_{\text{тр.д}}\omega r_{\text{п}}^3/G$ (G — объемный расход воздуха); начального значения относительной тангенциальной скорости $\overline{v}_{u\text{п}}$ на периферийном радиусе диска и относительного коэффициента трения на стенке $\overline{c}_{\text{тр}} = c_{\text{тр.ст}}/c_{\text{тр.д}}$, где $c_{\text{тр.ст}}$, $c_{\text{тр.д}}$ — коэффициенты трения стенки статора и вращающегося диска. На рис. 7.8 приведены соотношения соответствующих параметров при исследованном течении воздуха.

Результаты теоретического исследования показали, что при больших массовых расходах и прочих равных условиях характер изменения относительной скорости $\overline{v}_u$ практически не меняется. С уменьшением расхода воздуха работа сил трения может существенно влиять на характер изменения $v_u/(\omega r)$, причем с увеличением коэффициента сопротивления трению неподвижной стенки наблюдается заметное уменьшение скорости закрутки в периферийной части. При уменьшении коэффициента начальной закрутки воздуха до нуля поток получает закрутку из-за трения о диск.

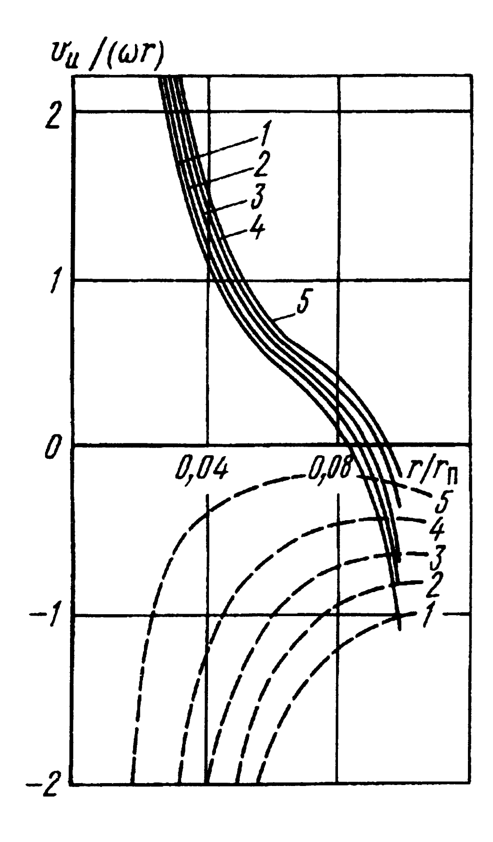


Рис. 7.8. Графики зависимости $v_u/(\omega r) = f(r/r_п)$ при течении воздуха от периферии к оси вращения в зазоре между вращающимся диском и статором при $\bar{c}_{тр} = 0,667$:

——— – $a = 10$; – – – – – $a = 1$; *1* – $\bar{v}_{uп} = -1$; *2* – $\bar{v}_{uп} = -0,8$; *3* – $\bar{v}_{uп} = -0,6$; *4* – $\bar{v}_{uп} = -0,4$; *5* – $\bar{v}_{uп} = -0,2$

Зависимость $p/p_п = f(r/r_п)$ при различных значениях a, пропорциональных $\beta_{\varphi 0}$, показана на рис. 7.9.

Если тангенциальную и радиальную составляющие скорости выбрать такими, как в радиальном диффузоре, и на этой основе выполнить численное решение интегрального соотношения импульсов, то можно получить результаты, более близкие по физическому смыслу к реальной картине течения. Так, Л.П. Сафоновым для случая смыкающихся пограничных слоев в зазоре между вращающимся диском и статором было уточнено распределение тангенциальной составляющей скорости при центростремительном течении. На рис. 7.10 приведены результаты расчета при $\beta_{\varphi 0} = 0,6$. При расчетах предпо-

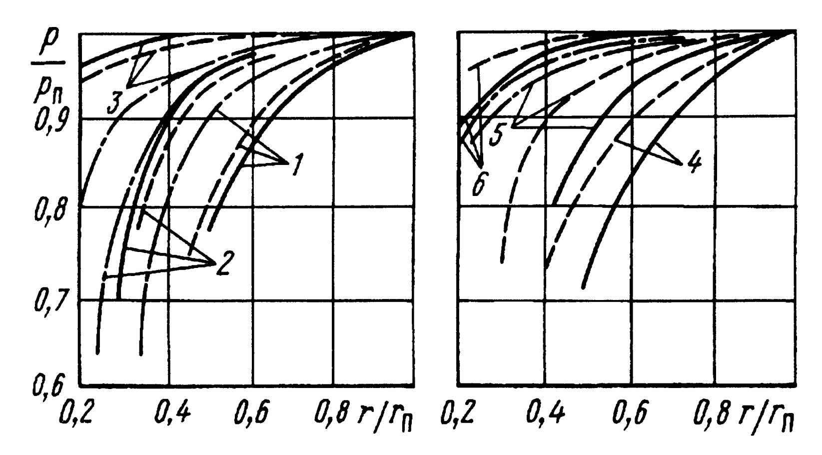


Рис. 7.9. Графики зависимости $p/p_п = f(r/r_п)$ при течении воздуха от периферии к оси вращения и при $\bar{c}_{тр} = 0,667$:
——— – $a = 0,1$; — — — — – $a = 1$; —. —. —. — – $a = 10$; *1* – $\bar{v}_{uп} = 0,8$; *2* – $\bar{v}_{uп} = 0,4$; *3* – $\bar{v}_{uп} = 0$; *4* – $\bar{v}_{uп} = -1$; *5* – $\bar{v}_{uп} = -0,6$; *6* – $\bar{v}_{uп} = -0,2$

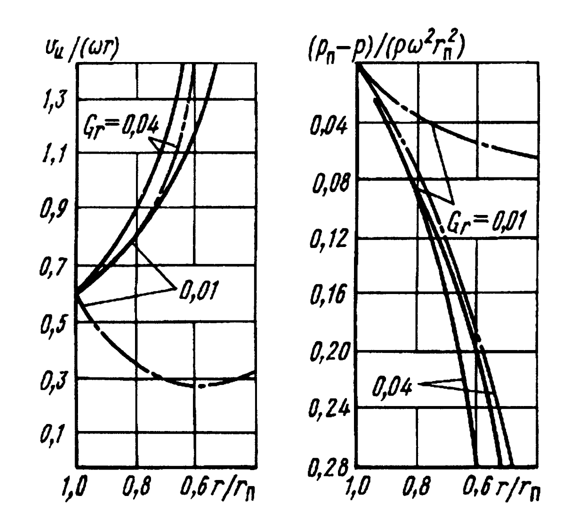


Рис. 7.10. Графики зависимости $v_u/(\omega r)$ и $(p_п - p)/(\rho\omega^2 r_п^2)$ от $r/r_п$ для зазора между вращающимся диском и статором при течении воздуха от периферии к оси вращения: (——— – расчет по данным А.П. Сафонова; —-—-— – расчет по данным В.А.Бубнова)

лагалось, что относительный объемный расход воздуха через зазор в радиальном направлении $\overline{G}_r = G_r/(2\pi r_\text{п}^2 \omega s) = 0{,}01 \ldots 0{,}04$. При этом методе удовлетворительное согласование с опытными данными получают только в случае $\overline{G}_r \geq 0{,}02$. При $\overline{G}_r < 0{,}02$ из-за наличия интенсивных циркуляционных течений результаты расчета с опытными данными согласуются хуже.

Подводя итог изложенному материалу о течении воздуха в зазоре между вращающимся диском и статором в направлении от периферии к оси вращения, следует отметить, что систематизированных опытных исследований гидродинамики для рассматриваемого случая недостаточно для выявления надежной картины течения, определения гидравлических сопротивлений и теплообмена.

Глава 8

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН В СТАЦИОНАРНЫХ И НЕСТАЦИОНАРНЫХ УСЛОВИЯХ

8.1. Задачи расчета температурных полей в охлаждаемых деталях газовых турбин

Расчет теплоотдачи лопаткам и другим деталям роторов и корпусов газовых турбин, определение характеристик теплообмена внутри охлаждаемых деталей, как и гидравлический расчет систем охлаждения, являются необходимыми этапами расчета теплового состояния и в конечном счете определения прочности и долговечности этих деталей. Однако для разработки систем охлаждения, обеспечивающих работоспособность и долговечность деталей, необходимо иметь надежные сведения о температурном состоянии деталей. Установленные расчетным или опытным путем температурные поля позволяют с учетом действующих статических и динамических нагрузок выполнить обоснованный выбор материала и способа охлаждения.

Наиболее достоверные результаты при определении температурных полей получают в случае проведения экспериментальных исследований опытных образцов или моделей деталей, однако для этого требуются специальные установки, оборудование, приборы, измерительные средства, поэтому эксперименты являются длительным, сложным и дорогостоящим мероприятием. Вместе с тем успехи, достигнутые в разработке фундаментальных проблем теории теплообмена, широкое распространение высокопроизводительных быстродействующих компьютеров позволяют на этапах проектных и дово-

дочных работ применять *расчетные методы* определения температурного состояния деталей и узлов. Расчетные методы, состоящие в решении уравнений теплопроводности, описывающих изменение температуры материала в пространственно-временной системе координат, по сравнению с экспериментальными позволяют с минимальными затратами труда и времени оптимизировать конструируемую деталь.

Основной недостаток расчетных методов — наличие вычислительной погрешности, связанной с теми или иными допущениями, влияние которых на конечный результат расчета не всегда поддается надежной предварительной оценке. Кроме того, точность расчета температурного состояния зависит и от достоверности используемых в расчете граничных условий теплообмена.

В общем случае для определения расчетным путем температурного состояния охлаждаемых деталей газовых турбин необходимо решить нестационарную пространственную нелинейную задачу теплопроводности:

$$\frac{\partial}{\partial x}\Big(\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\Big)+\frac{\partial}{\partial y}\Big(\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\Big)+\frac{\partial}{\partial z}\Big(\lambda\frac{\partial}{\partial z}\Big)=\frac{\partial}{\partial t}(c_p\rho T), \qquad (8.1)$$

где T — температура; x, y, z — координаты; t — время; λ, c_p, ρ — соответственно теплопроводность, удельная теплоемкость и плотность материала детали.

При решении конкретных задач уравнение (8.1) дополняют условиями однозначности, включающими в себя геометрические и физические параметры, а также начальные и граничные условия. В случае расчета температурного состояния деталей газотурбинных двигателей наиболее часто используют граничные условия третьего рода. При этом предполагают, что заданными являются температура окружающей среды (газа или охлаждающего воздуха) и коэффициенты теплоотдачи как функции координат и времени. Аналитическое представление граничных условий третьего рода имеет вид:

для поверхности детали со стороны газа

$$-\lambda\Big(\frac{\partial T}{\partial n}\Big)_w=\alpha_{\text{г}}(T_{\text{г}}^*-T_w); \qquad (8.2)$$

для поверхности детали со стороны охлаждающего воздуха

$$-\lambda\Big(\frac{\partial T}{\partial n}\Big)_w=\alpha_{\text{охл}}(T_w-T_{\text{охл}}^*), \qquad (8.3)$$

где T_w — температура поверхности детали; $T_г^*$, $T_{охл}^*$, $\alpha_г$, $\alpha_{охл}$ — соответственно температуры торможения газа и охлаждающего воздуха и их коэффициенты теплоотдачи; $\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_w$ — производная температуры в направлении нормали к поверхности. Граничное условие (8.2) получено для внешнего контура лопатки из баланса теплоты, передаваемой конвекцией от газа к единице поверхности лопатки и отводимой теплопроводностью в тело лопатки. Граничное условие (8.3) означает, что на поверхности охлаждающих каналов определенной площади подводимая теплопроводностью материала теплота равна теплоте, отводимой конвекцией охладителя. В выражениях (8.2) и (8.3) знак градиента температуры определен таким образом, что положительным градиент считается в направлении возрастания температуры. Это происходит на внешнем контуре, где совпадают направления внешней нормали и положительного градиента температуры.

Кроме того, при решении задач теплопроводности применительно к деталям ГТД используют следующие типы граничных условий:

первого рода, заключающиеся в задании распределения температуры поверхности детали как функции координат и времени;

второго рода, при которых задают распределение плотностей теплового потока на поверхности детали,

$$q_w = -\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_w; \tag{8.4}$$

четвертого рода, которые в предположении идеального контакта между поверхностями двух (индексы "1" и "2") стыкующихся деталей (или слоев из различных материалов) заключаются в равенствах

$$T_1 = T_2 = T_w \tag{8.5}$$

и

$$\lambda_1\left(\frac{\partial T_1}{\partial n}\right)_w = \lambda_2\left(\frac{\partial T_2}{\partial n}\right)_w \tag{8.6}$$

на поверхности соприкосновения деталей (слоев).

Методы решения задач теплопроводности классифицируют по различным признакам. Один из них — форма, в которой получают результаты решения. По этому признаку различают методы аналитические и численные. Все численные методы являются приближенными, а аналитические — как точными, так и приближенными.

Аналитические методы по сравнению с численными дают возможность получать более наглядные результаты решения, позволяющие всесторонне анализировать влияние различных исходных факторов и параметров на результат. Однако часто при практической реализации аналитических решений окончательный результат получают также с использованием численных методов, например методов вычисления входящих в решения интегралов со сложными подынтегральными функциями.

В практике газотурбостроения аналитические методы применяют редко, в основном при решении задач теплопроводности в упрощенной (например, в одномерной) постановке и при стационарных условиях.

При решении двух- и трехмерных задач теплопроводности, особенно при нестационарных условиях, используют численные методы расчета, при этом результаты получают с точностью, приемлемой для практики конструирования. Вместе с тем решение задач в общей постановке, т.е. с учетом сложной конфигурации деталей, переменности теплофизических свойств и граничных условий теплообмена, представляет значительные трудности даже при применении численных методов расчета. Поэтому приходится применять *упрощенные расчетные схемы.*

Наиболее широко используемое упрощение — переход от трехмерной задачи к двух- и одномерной. Однако такой переход оправдан лишь для очень узкого круга задач. К таким задачам относят, например, решение одномерной задачи стационарной теплопроводности для сплошной лопатки, охлаждаемой теплоотводом в диск; определение усредненных в сечении температур по высоте тонкостенных охлаждаемых лопаток с дефлекторами. Для лопаток других конструкций одномерную задачу следует дополнять еще и определением температур в нескольких сечениях по длине лопатки. Особенно существенные погрешности при переходе от трехмерных к двух- и одномерным задачам теплопроводности наблюдаются в наиболее напряженной прикорневой зоне рабочих лопаток. Использование двухмерных методов расчета во многих случаях приводит к неприемлемым погрешностям и при определении температур в лопатках с пленочным охлаждением, а также с интенсификаторами теплообмена в виде ребер, штырьков и т.п.

Применяют также одномерное решение стационарной задачи о распределении температуры по радиусу диска осевой турбины; в результате решения определяют среднюю по толщине диска температуру, хотя, как известно, во многих случаях такого решения недостаточно для получения надежных данных о прочности диска. Кроме того, в зоне замковых соединений дисков осевых турбин температурное поле имеет явно выраженный трехмерный характер, и даже при решении двухмерной задачи определения температур в этой зоне погрешность может превышать допустимое значение.

Погрешность расчета температурного состояния детали во многом определяется точностью задания граничных условий, и в главе 5 на это обстоятельство было обращено особое внимание.

При решении нестационарных задач дополнительным источником погрешности может служить неточность учета продолжительности и характера изменения во времени параметров газа и охлаждающего воздуха.

Детали газовых турбин работают при значительных перепадах температур, изменяющихся и в объемах деталей, и во времени. В этих условиях теплофизические характеристики — теплопроводность λ и теплоемкость c_p, — входящие в уравнение (8.1), являются функциями температуры, и уравнение теплопроводности становится нелинейным, в результате чего задача еще более усложняется.

Далее будут рассмотрены типовые методы, позволяющие на различных этапах конструирования деталей турбин выполнять как оценочные (весьма приближенные), так и более точные детальные расчеты их температурного состояния.

8.2. Расчет температурного состояния сопловых лопаток с продольным и поперечным течениями охлаждающего воздуха

Упрощенные методы поверочного расчета температур сопловой лопатки *с продольным течением охлаждающего воздуха,* основанные на одномерной теории теплопроводности при стационарных условиях, разработаны в КАИ.

Одним из таких методов является метод определения температур в тонкостенной сопловой лопатке, в которой передачей теплоты излучением от газа к стенке, теплопроводностью по стенке и теплопередачей через разделительные перегородки внутри лопатки можно

пренебречь. При этом расход воздуха и его распределение по элементам считают заданными.

Расчетная схема лопатки дана на рис. 8.1. Охлаждающий воздух движется вдоль стенок лопатки тремя отдельными потоками: вблизи входной и выходной кромок (с внутренним оребрением) и в центральной части лопатки; эти полости образованы наружной тонкостенной оболочкой лопатки и разделительными перегородками I и II. Необходимую дозировку воздуха по каналам обеспечивают соответствующими размерами выпускных щелей.

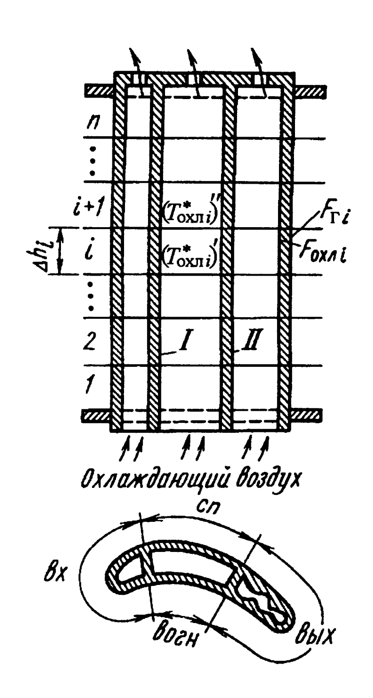


Рис. 8.1. Расчетная схема лопатки с продольным течением охлаждающего воздуха

Сопловую лопатку разбивают на n участков высотой Δh_i. В среднем сечении каждого из таких участков выделяют элементы профиля: входную кромку (вх), спинку (сп), вогнутую часть (вогн) и выходную кромку (вых). Тогда, например, для входной кромки i-го участка уравнение теплового баланса можно записать в виде

$$q_{\text{г}i} = q_{\text{охл}i} \tag{8.7}$$

или

$$\int\limits_{F_{\text{г}i}} \alpha_{\text{г}i} \left(T^*_{\text{г}i} - T_{\text{с}i}\right) dF_{\text{г}i} = \int\limits_{F_{\text{охл}i}} \alpha_{\text{охл}\,i} \left(T_{\text{с}i} - T^*_{\text{охл}i}\right) dF_{\text{охл}i}, \tag{8.8}$$

где $\alpha_{\text{г}i}$, $\alpha_{\text{охл}i}$ — соответственно коэффициенты теплоотдачи от газа к стенке и от стенки к охлаждающему воздуху; $T^*_{\text{г}i}$, $T^*_{\text{охл}i}$ — соответственно температуры торможения газа и охлаждающего воздуха; $T_{\text{с}i}$ — искомая температура стенки лопатки на i-м участке; $F_{\text{г}i}$, $F_{\text{охл}i}$ — площади поверхности стенки лопатки (с учетом поверхности ребер) на i-м участке, омываемые соответственно газом и охлаждающим воздухом.

В уравнении (8.8) в общем случае все величины переменны. Для упрощения задачи примем одинаковыми по всей поверхности рассчитываемого i-го участка значения $\alpha_{\text{г}i}$, $\alpha_{\text{охл}i}$, $T^*_{\text{г}i}$, а также $T_{\text{с}i}$.

С учетом этих допущений

$$q_{\text{г}i} = \alpha_{\text{г}i} F_{\text{г}i} (T^*_{\text{г}i} - T_{\text{с}i}). \tag{8.9}$$

Количество теплоты, отводимое охлаждающим воздухом,

$$dq_{\text{охл}i} = \alpha_{\text{охл}i} (T_{\text{с}i} - T^*_{\text{охл}i}) \, dF_{\text{охл}i} = G_{\text{охл}i} \, c_{p\text{охл}i} \, dT_{\text{охл}i}, \tag{8.10}$$

где $G_{\text{охл}i}$ — расход охлаждающего воздуха через охлаждающий канал у входной кромки; $c_{p\text{охл}i}$ — удельная теплоемкость охлаждающего воздуха.

Разделяя в уравнении (8.10) переменные и интегрируя их по внутренней поверхности i-го участка входной кромки, найдем

$$\ln \frac{T_{\text{с}i} - (T^*_{\text{охл}i})''}{T_{\text{с}i} - (T^*_{\text{охл}i})'} = -\frac{\alpha_{\text{охл}i} F_{\text{охл}i}}{G_{\text{охл}i} \, c_{p\,\text{охл}i}} = -k_{1i}, \tag{8.11}$$

где $(T^*_{\text{охл}i})'$ и $(T^*_{\text{охл}i})''$ — соответственно температуры торможения охлаждающего воздуха на входе i-го участка и на выходе из него. Отсюда подогрев охлаждающего воздуха на i-м участке входной кромки

$$\Delta T^*_{\text{охл}i} = (T^*_{\text{охл}i})'' - (T^*_{\text{охл}i})' = [T_{\text{с}i} - (T^*_{\text{охл}i})'][1 - \exp(-k_{1i})]. \tag{8.12}$$

Соответственно полученное охлаждающим воздухом количество теплоты

$$q_{\text{охл}i} = G_{\text{охл}i} \, c_{p\,\text{охл}i} \, \Delta T^*_{\text{охл}i} = \\ = G_{\text{охл}i} \, c_{p\,\text{охл}i} \, [T_{\text{с}i} - (T^*_{\text{охл}i})'][1 - \exp(-k_{1i})]. \tag{8.13}$$

Теперь с учетом выражений (8.9), (8.10) и (8.13) запишем

$$\alpha_{\text{г}i} F_{\text{г}i} (T^*_{\text{г}i} - T_{\text{с}i}) = G_{\text{охл}i} \, c_{p\,\text{охл}i} \, [T_{\text{с}i} - (T^*_{\text{охл}i})'][1 - \exp(-k_{1i})], \tag{8.14}$$

откуда искомая температура стенки входной кромки на i-м участке

$$T_{\text{с}i} = \frac{T^*_{\text{г}i} + k_{2i} (T^*_{\text{охл}i})'[1 - \exp(-k_{1i})]}{1 + k_{2i} [1 - \exp(-k_{1i})]}, \tag{8.15}$$

где $k_{2i} = \dfrac{G_{\text{охл}i} \, c_{p\,\text{охл}i}}{\alpha_{\text{г}i} F_{\text{г}i}}$.

Из формулы (8.15) определяют среднюю по толщине стенки температуру входной кромки на i-м участке. При чисто конвективном охлаждении в тонкостенных лопатках перепад температур по толщине стенки несуществен — он не превышает 10 К. При значительной толщине стенок, глубоком охлаждении и больших тепловых потоках перепад температур (т.е. разность температур стенки со стороны газа $T_{\text{сг}}$ и со стороны охлаждающего воздуха $T_{\text{с охл}}$) может быть значительно бо́льшим. Для этого случая с учетом термического сопротивления стенки вместо равенства (8.14) приближенно можно написать

$$\alpha_{\text{г}i}F_{\text{г}i}\,(T^*_{\text{г}i} - T_{\text{сг}i}) = G_{\text{охл}\,i}\,c_{p\,\text{охл}\,i}\left[T_{\text{с охл}\,i} - (T^*_{\text{охл}\,i})'\right]\left[1 - \exp(-k_{1i})\right].$$

Кроме того,

$$T_{\text{сг}i} - T_{\text{с охл}\,i} = q_i\delta_{\text{c}i}/\lambda_{\text{c}i} = \alpha_{\text{г}i}\,(T^*_{\text{г}i} - T_{\text{сг}i})\delta_{\text{c}i}/\lambda_{\text{c}i},$$

откуда

$$T_{\text{сг}i} = T^*_{\text{г}i} - k_{2i}\left[T_{\text{с охл}\,i} - (T^*_{\text{охл}\,i})'\right]\left[1 - \exp(-k_{1i})\right]; \qquad (8.16)$$

$$T_{\text{с охл}\,i} = T_{\text{сг}i}(1 + \text{Bi}_{\,\text{c}i}) - T^*_{\text{г}i}\,\text{Bi}_{\,\text{c}i}, \qquad (8.17)$$

где $\delta_{\text{c}i}$, $\lambda_{\text{c}i}$ — толщина стенки и теплопроводность материала лопатки; $\text{Bi}_{\,\text{c}i} = \alpha_{\text{г}i}\delta_{\text{c}i}/\lambda_{\text{c}i}$ — критерий Био, характеризующий соотношение внутреннего (в стенке) и внешнего (со стороны газа) термических сопротивлений. Температуры определяют совместным решением уравнений (8.16) и (8.17).

Формулами (8.15)–(8.17) можно пользоваться для расчета температуры и других элементов профиля лопатки рассматриваемой конструкции на i-м участке. При расчете температуры спинки и вогнутой поверхности профиля коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{г}i}$ от газа к спинке и вогнутой поверхности могут быть определены с учетом рекомендаций, приведенных в п. 5.2. Если внутри центральной части нет дефлектора, то расход воздуха, охлаждающего каждую из этих частей профиля, можно считать равным половине расхода через весь центральный канал. При расчете температуры выходной кромки коэффициент теплоотдачи от газа к кромке можно определять по формулам (5.66)–(5.70), а коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху — по формулам п. 6.2.

В сопловой лопатке с продольной схемой течения охлаждающего воздуха обычно не удается разместить охлаждающий канал достаточно близко к концу тонкой выходной кромки и распределение температуры по длине части кромки (от внутренней стенки канала до ее конца) следует производить по особой методике, например по методике расчета ребра.

Для каждого из элементов профиля расчет ведут, начиная с первого участка, с последовательным переходом ко второму, третьему и т.д. При этом за температуру охлаждающего воздуха на входе в $(i+1)$-й участок принимают его температуру $(T^*_{\text{охл}i})''$ на выходе из i-го участка, т.е.

$$(T^*_{\text{охл}\,i+1})' = (T^*_{\text{охл}i})' + \Delta T^*_{\text{охл}i}. \qquad (8.18)$$

Для центрального канала, если дефлектор отсутствует, температуры охлаждающего воздуха предварительно осредняют, т.е.

$$(T^*_{\text{охл}i})'' = [(T^*_{\text{охл.сп}i})'' + (T^*_{\text{охл.в.п}i})'']/2. \qquad (8.19)$$

Найденные таким образом температуры стенки лопатки сравнивают с допустимыми, а суммарные повышения температуры воздуха в каждом из каналов — с принятыми в гидравлическом расчете $\Delta T^*_{\text{охл}}$. При существенном расхождении сравниваемых величин (т.е. большем, чем заданное) выполняют расчет во втором приближении и т.д., пока расхождение не будет минимально допустимым.

Аналитическое решение задачи распределения средней в поперечном сечении температуры по высоте охлаждаемых сопловых лопаток предложено В.С. Петровским. Лопатку по высоте разбивали на два примерно равных по длине участка, в пределах каждого из которых истинное изменение температуры газа заменяли экспоненциальной зависимостью. Температура на концах лопатки была задана (использовались граничные условия первого рода); в месте стыка участков сумма тепловых потоков считалась равной нулю. Получали расчетные выражения для вычисления температуры обоих участков.

На стадии предварительных проектировочных расчетов распределение температур по профилю лопатки с *поперечным течением охлаждающего воздуха* и соответствующую эффективность охлаждения рассчитывают по методике, предложенной С.З. Копелевым и С.В. Гуровым. Эта методика базируется на соотношениях теории

подобия и безразмерных величинах: ***эффективности охлаждения*** $\theta = (T_г^* - T_с)/(T_г^* - T_{охл}^*)$ и ***коэффициенте формы*** $K_ф$, учитывающем отличие температуры рассматриваемого участка лопатки от температуры тонкой плоской стенки. Количественные соотношения, необходимые для выполнения расчетов температуры в таких сопловых лопатках, основаны на опытных данных, полученных авторами.

Коэффициент формы для каждого рассматриваемого участка лопатки записывают, исходя из положения теории подобия о том, что при изменении условий теплообмена температура лопатки изменяется подобно температуре тонкой плоской стенки $T_{п.с}$, находящейся в тех же условиях воздействия, а именно

$$\frac{1-(T_л - T_{охл}^*)/(T_г^* - T_{охл}^*)}{(T_л - T_{охл}^*)/(T_г^* - T_{охл}^*)}\,\frac{(T_{п.с} - T_{охл}^*)/(T_г^* - T_{охл}^*)}{1-(T_{п.с} - T_{охл}^*)/(T_г^* - T_{охл}^*)} = K_ф. \tag{8.20}$$

Характерная особенность $K_ф$ состоит в том, что он весьма слабо зависит от условий теплообмена и для тел простых геометрических форм может быть определен аналитически.

Из условия теплового баланса между газом и охлаждающим воздухом следует, что количество теплоты, переданное плоской стенкой охлаждающему воздуху, равно количеству теплоты, отнятому от газа, т.е. $Q_{охл} = Q_г$ или

$$\alpha_{охл}(T_{п.с} - T_{охл})F_к = \alpha_г(T_г^* - T_{п.с})F_г. \tag{8.21}$$

При $F_к = F_г$ получим

$$(T_г^* - T_{п.с})/(T_{п.с} - T_{охл}^*) = \alpha_{охл}/\alpha_г. \tag{8.22}$$

Тогда выражение для θ с учетом формул (8.20) и (8.22) можно привести к виду

$$\theta = \frac{T_г^* - T_л}{T_г^* - T_{охл}} = \frac{K_ф\alpha_{охл}/\alpha_г}{K_ф\alpha_{охл}/\alpha_г + 1}. \tag{8.23}$$

Для плоской стенки и толстостенного цилиндра $K_ф$ определяют по зависимостям

$$K_{ф.\,п.с} = \frac{1}{1+\dfrac{\alpha_{охл}\delta_{п.с}}{\lambda_{п.с}}} \quad и \quad K_{ф.\,ц} = \frac{r_в}{r_н}\frac{1}{1+\dfrac{\alpha_{охл}r}{\lambda_ц}\ln\dfrac{r_н}{r_в}}, \tag{8.24}$$

где $\delta_{\text{п.с}}$ — толщина плоской стенки; $r_{\text{в}}$ и $r_{\text{н}}$ — внутренний и наружный радиусы цилиндра.

В условиях теплообмена, характерных для охлаждаемых лопаток турбин, значение коэффициента теплоотдачи весьма слабо влияет на изменение $K_{\text{ф}}$ и для рассматриваемой конструкции лопатки $K_{\text{ф}}$ остается практически постоянным. Тогда, как следует из равенства (8.23),

$$\theta = f(\alpha_{\text{охл}}/\alpha_{\text{г}}). \tag{8.25}$$

Безразмерное выражение для θ удобно для сравнения интенсивности охлаждения различных лопаток и позволяет определять температуру рассматриваемого участка лопатки. Отметим, что, чем больше значение θ, тем температура лопатки меньше отличается от температуры охлаждающего воздуха, следовательно, тем лучше охлаждается лопатка.

Так как при мало изменяющихся физических свойствах газовой и воздушной сред в условиях теплообмена, при определенной геометрии решетки профилей и каналов для охлаждающего воздуха и при заданных температурах газа и охлаждающего воздуха правая часть уравнения (8.25) зависит от относительного расхода воздуха, то коэффициент θ обычно представляют графической зависимостью от отношения массовых расходов охлаждающего воздуха $G_{\text{охл}}$ и газа $G_{\text{г}}$. Такая зависимость обоснована, потому что $\alpha_{\text{охл}}$ и $\alpha_{\text{г}}$ определяются числами Рейнольдса $\text{Re}_{\text{охл}}$ и $\text{Re}_{\text{г}}$, т.е. $\alpha_{\text{охл}}/\alpha_{\text{г}} = f_1(\text{Re}_{\text{охл}}/\text{Re}_{\text{г}})$, а для рассматриваемых условий $\text{Re}_{\text{охл}}/\text{Re}_{\text{г}} = f_2(G_{\text{охл}}/G_{\text{г}})$ и $\theta = f_3(G_{\text{охл}}/G_{\text{г}})$.

На рис. 8.2 даны зависимости эффективности охлаждения срединных участков профилей (*а*) и лопаток различных конструкций (*б*) от относительного расхода охлаждающего воздуха. Пользуясь полученными зависимостями, можно на самой ранней стадии конструирования выполнять предварительные расчеты охлаждаемых лопаток.

П р и м е р. Если $T_{\text{г}}^* = 1450$ К, температура охлаждающего воздуха на входе в лопатку $T_{\text{в.вх}}^* = 650$ К и относительный расход охлаждающего воздуха $\overline{g}_{m\,\text{охл}} = 0{,}025$, то по рис. 8.2, *а* при выбранной конвективной схеме охлаждения, соответствующей кривой *4*, получаем при $\overline{g}_{m\,\text{охл}} = 0{,}025$ значение $\theta = 0{,}375$. Тогда $T_{\text{л}} = T_{\text{г}} - \theta(T_{\text{г}} - T_{\text{в.вх}}) = 1450 - 0{,}375(1450 - 650) = 1150$ К. Если найденная температура лопатки превышает ее допустимое значение по условиям прочности, которое не должно быть, например, более 1070 К, то, подсчитав соответствующее заданной температуре лопатки значение $\theta = (1450 - 1070)/(1450 - 650) = 0{,}475$,

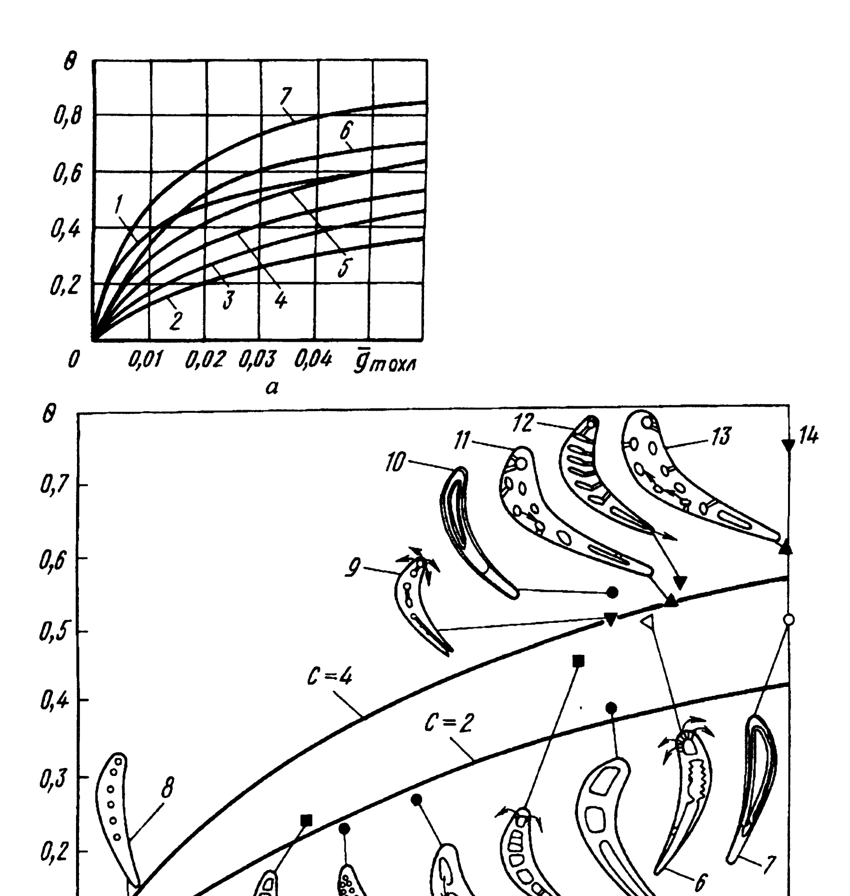


Рис. 8.2. Графики зависимости эффективности охлаждения θ срединных участков профилей (*а*) и лопаток различных конструкций (*б*) от относительного расхода $g_{т охл}$ охлаждающего воздуха:

а: *1* – оболочковая лопатка; *2*–*4* – лопатки с конвективным воздушным охлаждением; *5* – лопатки с конвективно-пленочным охлаждением; *6* – лопатки с пленочным охлаждением; *7* – лопатки с пористым охлаждением;

б: *1* – лопатка с поперечным цилиндрическим оребрением; *2*, *8* – лопатки с мелкими радиальными каналами; *3* – трехканальная лопатка с петлевым течением охладителя; *4* – усовершенствованная лопатка с выдувом охладителя через кромки; *5* – трехканальная лопатка с выпуском охладителя в радиальный зазор и выходную кромку; *6*, *9* – бездефлекторные перфорированные лопатки с комбинированным охлаждением; *7*, *10* – дефлекторные лопатки; *11*–*13* – многоканальные перфорированные лопатки; *14* – пористые лопатки

находим необходимое значение $g_{m\,\text{охл}}$. В данном примере $g_{m\,\text{охл}} \approx 0{,}0425$. Если этот расход слишком велик, то следует рассмотреть возможность применения другой, более эффективной системы охлаждения. Например, при тех же параметрах газа и воздуха и при подобной геометрии оболочковой лопатки с внутренним конвективным охлаждением, соответствующим кривой *1* (см. рис. 8.2, *а*), для ее охлаждения потребуется $g_{m\,\text{охл}} \approx 0{,}02$.

В действительных условиях теплообмена, определяемых режимом работы двигателя, физические свойства воздуха и газа не остаются постоянными. С достаточной для практики степенью точности по предложению С.В. Гурова их изменение можно выразить степенными функциями температуры:

$$\mu = f_1(T^{0,64}); \quad \lambda = f_2(T^{0,76}). \tag{8.26}$$

Критериальные зависимости, приведенные в пп. 5.2 и 6.2, можно записать в виде

$$\mathrm{Nu}_{\text{охл}} = A_{\text{охл}}\mathrm{Re}^n_{\text{охл}} \ \text{ и } \ \mathrm{Nu}_{\text{г}} = A_{\text{г}}\mathrm{Re}^m_{\text{г}};$$
$$\alpha_{\text{охл}} = A_{\text{охл}}\mathrm{Re}^n_{\text{охл}}(\lambda_{\text{охл}}/d_{\text{к.охл}}) \ \text{ и } \ \alpha_{\text{г}} = A_{\text{г}}\mathrm{Re}^m_{\text{г}}(\lambda_{\text{г}}/d_{\text{г}}).$$

Отношение коэффициентов теплоотдачи для геометрически подобных лопаток можно представить в виде

$$\alpha_{\text{охл}}/\alpha_{\text{г}} \approx (G_{\text{охл}}/G_{\text{г}})^n(T_{\text{охл}}/T_{\text{г}})^q\mathrm{Re}^{n-m}_{\text{г}}.$$

Тогда уравнение (8.25) принимает вид

$$\theta = f[(G_{\text{охл}}/G_{\text{г}})^n(T_{\text{охл}}/T_{\text{г}})^q\mathrm{Re}^{n-m}_{\text{г}}].$$

Эта зависимость будет разной для различных участков лопатки, имеющих, как показано в пп. 5.2 и 6.2, свои значения показателей степени при числах Рейнольдса.

Так, для участка входной кромки

$$(\lambda_{\text{охл}}/\lambda_{\text{г}})(\mu_{\text{г}}/\mu_{\text{охл}})^{0,71} \approx (T_{\text{охл}}/T_{\text{г}})^{0,306}$$

и

$$\theta_1 = f_1[\overline{G}_{\text{охл}}(T_{\text{охл}}/T_{\text{г}})^{0,306}\mathrm{Re}^{0,21}_{\text{г}}K_1];$$

для срединного участка лопатки

$$(\lambda_{охл}/\lambda_{г})(\mu_{г}/\mu_{охл})^{0,8} \approx (T_{охл}/T_{г})^{0,2}$$

и (8.27)

$$\theta_2 = f_2[\overline{G}_{охл}(T_{охл}/T_{г})^{0,2}\mathrm{Re}_{г}^{0,12}K_2];$$

для участка выходной кромки

$$\theta_3 = f_3[\overline{G}_{охл}(T_{охл}/T_{г})^{0,2}K_3],$$

где $T_{охл}$ — температура охлаждающего воздуха на входе в лопатку; K_1, K_2, K_3 — поправочные множители, отражающие влияние температурного фактора и других воздействий на соответствующих участках лопатки (см. п. 5.2.3).

При определении показателя степени для срединного участка лопатки и выходной кромки принято, что $\lambda = f(T^{0,71})$.

Выражения (8.27) справедливы для геометрически подобных лопаток, потому что при их выводе предполагались постоянными отношения характерных размеров, входящих в критериальные зависимости между числами Nu и Re.

Если в полученные зависимости ввести отношения характерных размеров для различных участков лопатки согласно уравнениям (5.61), (5.68), (5.71), (5.72), (6.2), (6.4), то этими зависимостями можно будет пользоваться при определении интенсивности охлаждения лопаток различной геометрии.

Тогда выражения для интенсивности охлаждения участков лопаток будут иметь следующий вид. Для участка входной кромки

$$\theta_1(T_{г}/T_{охл})^{0,306} = f_1(\overline{G}_{охл}\mathrm{Re}_{г1}^{0,21}K_1\Phi_1), \qquad (8.28)$$

где

$$\Phi_1 = \left(\frac{F_{г1}}{zF_{к1}}\right)^{0,71}\frac{d_{э1}^{0,29}}{l^{0,306}}\left(\frac{\varphi_3}{\varphi_1}\frac{F_{к3}}{F_{к1}}\right)^{0,306}; \qquad (8.29)$$

$F_{г1}$ — кольцевая площадь, ометаемая лопатками на входе в решетку; $F_{к1}$ — суммарная площадь отверстий в дефлекторе; $F_{к3}$ — суммарная площадь выходных отверстий в задней кромке лопатки или вблизи нее; z — число лопаток; $d_{э1} = 2R_1$ — эквивалентный диаметр входной кромки; $R_1 = L_1/\pi$ — эквивалентный наружный радиус

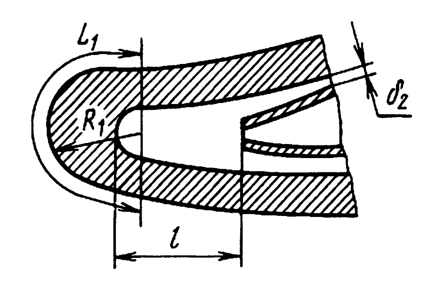


Рис. 8.3. Характерные размеры участка входной кромки лопатки с внутренним дефлектором

входной кромки (рис. 8.3); l — наибольшее расстояние между выходом из отверстий в дефлекторе и внутренней поверхностью входной кромки лопатки.

Для вогнутой и выпуклой частей профиля

$$\theta_2(T_г/T_{охл})^{0,2} = f_2(\overline{G}_{охл}\mathrm{Re}_{г2}^{0,12}K_2\Phi_2), \tag{8.30}$$

где

$$\Phi_2 = \left(\frac{F_{г2}}{zF_{к2}}\right)^{0,8}\left(\frac{d_{г2}}{d_{к2}}\right)^{0,2}; \tag{8.31}$$

$F_{г2} = F_{г1}\sin\beta_2$ и $F_{г2} = F_{г1}\sin\alpha_1$ — площади узких сечений межлопаточных каналов соплового аппарата и рабочего колеса; $F_{к2} = 2\delta_2 h$ — площадь проходного сечения между внутренней поверхностью лопатки и дефлектором; δ_2 — расстояние (зазор) между внутренней поверхностью лопатки и дефлектором; h — высота полости в пере лопатки, в которой располагается дефлектор; $d_{г2} = b$ — характерный размер — хорда лопатки; $d_{к2} = 2\delta_2$ — гидравлический диаметр зазора между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки.

Для участка выходной кромки

при $\mathrm{Re}_{г2} > 3\cdot 10^5$

$$\theta_3(T_г/T_{охл})^{0,2} = f_3(\overline{G}_{охл}K_3\Phi_3), \tag{8.32}$$

где

$$\Phi_3 = \left(\frac{F_{г2}}{zF_{к3}}\right)^{0,8}\left(\frac{d_{г2}}{d_{к3}}\right)^{0,2}; \tag{8.33}$$

$d_{к3} = 4F_{к3}/\Pi$ — гидравлический диаметр отверстий (щелей) в выходной кромке;

при $\mathrm{Re}_{г2} < 3 \cdot 10^5$

$$\theta_3 (T_г / T_{охл})^{0,2} = f_3' \left(\overline{G}_{охл} \mathrm{Re}_{г3}^{0,5} \frac{F_{г3}}{z F_{к3}} K_3 \right). \qquad (8.34)$$

При подсчете $\mathrm{Re}_{г3}$ в качестве характерного геометрического параметра принято расстояние от узкого сечения межлопаточного канала турбины до конца выходной кромки лопатки.

Эти функциональные зависимости получены С.З. Копелевым и С.В. Гуровым увязкой расчетных и экспериментальных величин, входящих в них. При этом сводится к минимуму погрешность определения температуры лопатки из-за неточностей, допускаемых при выборе численного значения коэффициентов в формулах $\mathrm{Nu}_{охл} = f(\mathrm{Re}_{охл})$ и $\mathrm{Nu}_г = f(\mathrm{Re}_г)$. Отношения этих коэффициентов вошли как масштаб шкалы абсцисс.

Показатель степени при относительном расходе охлаждающего воздуха $\overline{G}_{охл}$ принят равным единице, что очень облегчает расчеты.

Зависимости (8.28), (8.30), (8.32) и (8.34) представлены в виде графиков на рис. 8.4, 8.5, 8.6 и 8.7. При их построении принято, что входная кромка может быть выполнена в нескольких вариантах, отличающихся формой и оребрением на внутренней поверхности. Поэтому коэффициент формы взят в качестве параметра, а наличие оребрения учтено коэффициентом $\eta_р$, т.е. $\overline{K}_ф = \eta_р K_ф$.

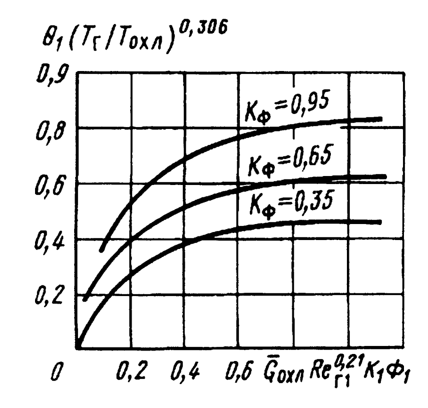


Рис. 8.4. Зависимости для определения температуры участка входной кромки охлаждаемой лопатки

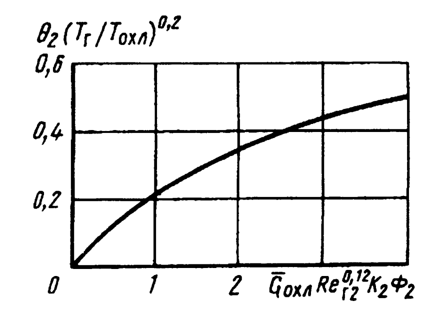


Рис. 8.5. Зависимость для определения температуры срединного участка профиля охлаждаемой лопатки

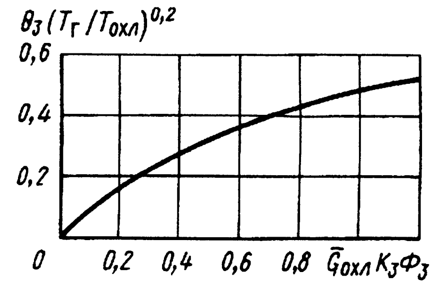


Рис. 8.6. Зависимость для определения температуры участка выходной кромки охлаждаемой лопатки при $Re_{г2} > 3 \cdot 10^5$

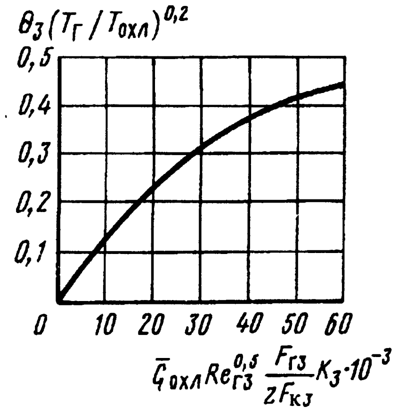


Рис. 8.7. Зависимость для определения температуры участка выходной кромки охлаждаемой лопатки при $Re_{г2} < 3 \cdot 10^5$ (при подсчете $Re_{г3}$ в качестве характерного геометрического параметра принято расстояние от узкого сечения до выходной кромки)

Если на внутренней поверхности срединного участка профиля лопатки и участка выходной кромки нет оребрения или других конструктивных элементов, интенсифицирующих теплообмен и изменяющих форму стенки лопатки так, что она становится существенно отличной от плоской тонкой стенки, то коэффициент формы будет для широкого класса лопаток практически постоянным и в ряде случаев мало отличаться от единицы. Поэтому для каждого из этих участков профиля лопатки при небольшой и мало изменяющейся толщине стенки (1,2...1,8 мм) вполне можно обходиться одной кривой.

Кроме того, поскольку обработка экспериментальных данных проводилась по температуре $T_{охл}$ воздуха на входе в лопатку, то при пользовании этими графиками предполагают подобие по подогреву воздуха в испытанных и рассчитываемых лопатках, а также независимость этого подогрева от расхода охлаждающего воздуха, протекающего через лопатку. Испытания достаточно большого количества лопаток дефлекторного типа с поперечным течением охлаждающего воздуха, отличающихся по своим размерам более чем в

2,5 раза, показали, что эти допущения не вносят существенной погрешности при расчете температуры участков этих лопаток, работающих при удельных тепловых потоках $q = (12 \ldots 15) \cdot 10^5$ Вт/м^2 и относительном расходе охлаждающего воздуха $g_{\text{охл}} = 0{,}015 \ldots 0{,}03$, характерных для многих высокотемпературных турбин.

Пользуясь этими графиками, можно при конструировании лопатки вполне обоснованно выбрать для заданных условий размеры каналов для охлаждающего воздуха, расход которого предполагается известным, и определить температуру лопатки на различных режимах работы турбины.

Более универсальным применительно к сопловым лопаткам с поперечным течением охлаждающего воздуха считается метод расчета температур, разработанный в КАИ, основанный на закономерностях теории одномерной теплопроводности. При использовании этого метода в соответствии с эпюрой распределения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{г}i}$ по профилю сопловой лопатки ее контур разбивают на участки так, чтобы в пределах каждого из них $\alpha_{\text{г}i}$ можно было считать приблизительно одинаковыми. В простейшем случае выделяют четыре участка (рис. 8.8): входную и выходную кромки, спинку и вогнутую поверхность. Расчет температуры проводят отдельно для каждого участка.

При определении температуры входной кромки при тех же допущениях, что и в изложенном выше расчете распределения температуры в сопловых лопатках с продольным течением охлаждающего воздуха, из уравнения теплового баланса $q_{\text{г}} \approx q_{\text{охл}}$ следует:

$$\alpha_{\text{г.вх}} F_{\text{г.вх}} (T_{\text{г}}^* - T_{\text{с.вх}}) = \alpha_{\text{охл.вх}} F_{\text{охл.в}} (T_{\text{с.вх}} - T_{\text{охл.вх}}^*),$$

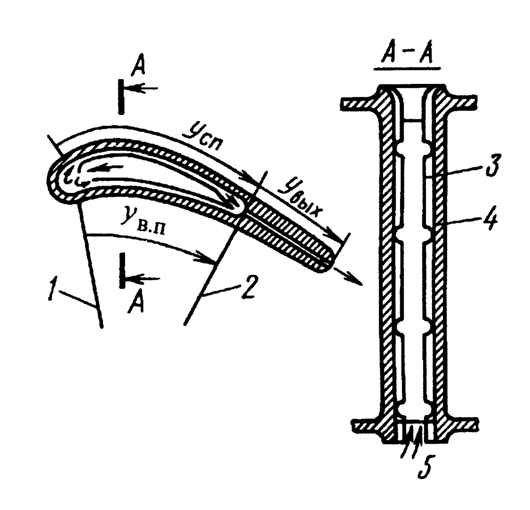


Рис. 8.8. Расчетная схема лопатки с поперечным течением охлаждающего воздуха ($y_{\text{сп}}$, $y_{\text{в.п}}$, $y_{\text{вых}}$ – координатные оси для расчета температуры соответствующей части профиля):

1 – граница входной кромки; *2* – основание выходной кромки; *3* – дефлектор; *4* – стенка лопатки; *5* – охлаждающий воздух

где $T^*_{\text{охл.вх}}$ — температура охлаждающего воздуха на входе во входную кромку, а остальные величины применительно к входной кромке имеют тот же смысл, что и в уравнении (8.8).

Отсюда средняя по обводу профиля температура входной кромки

$$T_{\text{с.вх}} = (T^*_{\text{г}} - kT^*_{\text{охл.вх}})/(1 + k), \tag{8.35}$$

где $k = \dfrac{\alpha_{\text{охл.вх}}}{\alpha_{\text{г.вх}}}\left(1 - \dfrac{\delta_{\text{вх}}}{R_{\text{вх}}}\right)$; $\alpha_{\text{г.вх}}$ — коэффициент теплоотдачи от газа стенке, определяемый по формуле (5.63); $\delta_{\text{вх}}$, $R_{\text{вх}}$ — толщина стенки и внешний радиус входной кромки; $\alpha_{\text{охл.вх}}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки охлаждающему воздуху, который может быть рассчитан с использованием рекомендаций, приведенных в п. 6.2.

При необходимости вместо средней по толщине стенки температуры можно рассчитать ее приближенные значения на газовой и воздушной сторонах так же, как это сделано выше для сопловых лопаток с продольными каналами.

Изменение температуры T_y спинки и вогнутой части профиля вдоль осей y (см. рис. 8.8) с учетом принятых ранее допущений описывают дифференциальным уравнением

$$\frac{d(T^*_{\text{г}} - T_y)}{dy} + m(T^*_{\text{г}} - T_y) = 0, \tag{8.36}$$

где $m = \dfrac{h}{G'_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}}} \dfrac{\alpha_{\text{г}} \alpha_{\text{охл}}}{\alpha_{\text{г}} + \alpha_{\text{охл}}}$; h — высота сопловой лопатки; $G'_{\text{охл}} = G_{\text{охл.сп}}$ при расчете спинки и $G'_{\text{охл}} = G_{\text{охл.в.п}}$ при расчете вогнутой поверхности.

Расход охлаждающего воздуха в щелевых каналах, образованных дефлектором и спинкой ($G_{\text{охл.сп}}$) и дефлектором и вогнутой поверхностью ($G_{\text{охл.в.п}}$), получают из гидравлического расчета в первом приближении (см. п. 7.1).

Температура охлаждающего воздуха на входе в щелевые каналы

$$(T^*_{\text{охл.сп}})' = (T^*_{\text{охл.в.п}})' = T^*_{\text{охл.вх}} + \Delta T^*_{\text{охл.вх}}. \tag{8.37}$$

Повышение температуры охлаждающего воздуха во входной кромке рассчитывают по уравнению теплового баланса

$$\Delta T^*_{\text{охл.вх}} = \frac{\alpha_{\text{г.вх}} F_{\text{г.вх}}}{G_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}}}(T^*_{\text{г}} - T_{\text{с.вх}}), \tag{8.38}$$

где $G_{охл}$ — расход охлаждающего воздуха у входной кромки.

Решение уравнения (8.36) имеет вид

$$T_y = T_г^* - (T_г^* - T_{y=0})\exp(-my), \qquad (8.39)$$

где

$$T_{y=0} = [\alpha_г T_г^* + \alpha_{охл}(T_{охл.вх}^* + \Delta T_{охл.вх}^*)]/(\alpha_г + \alpha_{охл}). \qquad (8.40)$$

Коэффициенты теплоотдачи от газа к стенке определяют по формулам п. 5.2.3; от стенки к охлаждающему воздуху – по критериальным зависимостям для течения в щелевых каналах (см. п. 6.2.1).

Повышение температуры охлаждающего воздуха при течении его в щелевых каналах приближенно можно рассчитать по формуле

$$\Delta T_{охл}^* = q/(G'_{охл} c_{p\,охл}), \qquad (8.41)$$

где

$$q = h \int\limits_{y=0}^{y=y_1} \alpha_г (T_г^* - T_y)\, dy. \qquad (8.42)$$

Воспользовавшись формулой (8.39) и определив интеграл, после преобразований получим

$$\Delta T_{охл}^* = (T_г^* - T_{y=0}) \frac{\alpha_г + \alpha_{охл}}{\alpha_{охл}} [1 - \exp(-m y_1)], \qquad (8.43)$$

где для спинки $\alpha_г = \alpha_{г.сп}$, $y_1 = l_{сп}$; для вогнутой поверхности $\alpha_г = \alpha_{г.в.п}$, $y_1 = l_{в.п}$ ($l_{сп}$, $l_{в.п}$ — длина спинки и длина вогнутой поверхности профиля от входной кромки до выходной).

Приближенную оценку распределения температуры по длине выходной кромки в случае сплошной выпускной щели или частого расположения выпускных отверстий можно выполнить по формуле, аналогичной (8.39), т.е.

$$T_y = T_г^* - (T_г^* - T_{осн})\exp(-m_1 y), \qquad (8.44)$$

где

$$m_1 = \frac{h}{G_{охл} c_{p\,охл}} \frac{\alpha_{г.вых} \alpha_{охл.щ}}{\alpha_{г.вых} + \alpha_{охл.щ}}; \qquad (8.45)$$

$\alpha_{г.вых}$ и $\alpha_{охл.щ}$ — коэффициенты теплоотдачи вблизи выходной кромки со стороны газа и со стороны охлаждающего воздуха (в щели); $G_{охл}$ — суммарный расход охлаждающего воздуха через лопатку.

Температуру основания кромки $T_{осн}$ можно принять равной среднеарифметическому значению температур спинки и вогнутой поверхности в одном и том же сечении по длине лопатки, либо рассчитать по формуле (8.44), либо определить по формуле, аналогичной (8.40).

Повышение температуры охлаждающего воздуха на протяжении выходной кромки может быть рассчитано по формуле, аналогичной (8.43):

$$\Delta T^*_{охл.вых} \approx (T^*_г - T_{осн}) \frac{\alpha_{г.вых} + \alpha_{охл.щ}}{\alpha_{охл.щ}} [1 - \exp(-m_1 l_{вых})], \quad (8.46)$$

где $l_{вых}$ — длина выходной кромки.

Суммарное повышение температуры охлаждающего воздуха при прохождении его по всей лопатке

$$\Delta T^*_{охл} \approx T^*_{охл.вх} + (\Delta T^*_{охл.сп} G_{охл.сп} + \Delta T^*_{охл.в.п} G_{охл.в.п})/(2G_{охл}) + \Delta T^*_{охл.вых}. \quad (8.47)$$

Полученное повышение температуры охлаждающего воздуха сопоставляют с принятым в гидравлическом расчете. Если расхождение превышает заданное предельно допустимое значение, то гидравлический расчет, а затем и расчет температур повторяют. Сходимость метода последовательных приближений достаточно хорошая: обычно, чтобы достичь необходимого совпадения двух последовательных приближений, бывает достаточно двух-трех расчетов.

8.3. Расчет распределения температуры по длине рабочей лопатки

Задача о распределении температур по длине рабочей лопатки возникает не только при интенсивном внутреннем охлаждении, но и при охлаждении лопаток путем продувки охлаждающего воздуха через монтажные зазоры в хвостовых соединениях лопаток и дисков турбин. Профильная часть лопатки турбины всегда нагрета значительно сильнее, чем диск, на котором лопатка закреплена. Разность температур рабочих лопаток и диска обусловливает возникновение

теплового потока от рабочих лопаток к диску, который интенсифицируется указанной продувкой воздуха через монтажные зазоры. Отток теплоты вследствие теплопроводности снижает температуру профильной части лопатки, особенно в ее корневой части. Однако при этом могут возникнуть значительные градиенты температуры, обусловленные к тому же плохой теплопроводностью материалов рабочих лопаток. В результате температурные напряжения в сечениях лопатки, особенно в сечениях у корня, где также значительны и механические напряжения, могут быть весьма существенными.

В связи с этим для проверки работоспособности рабочих лопаток, охлаждаемых таким простейшим, но достаточно надежным при умеренных температурах газа способом, необходимо выполнять расчет температурного поля лопатки.

Аналитический расчет распределения по длине лопатки средних в поперечных сечениях температур с учетом переменности температуры $T_{\text{г}}^{*}$ газа, коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$, $\alpha_{\text{охл}}$, теплопроводности λ материала лопатки, площади F поперечного сечения, периметров $\Pi_{\text{г}}$ наружного профиля и (в общем случае лопатки с внутренним охлаждением) периметров $\Pi_{\text{охл}}$ охлаждающих каналов получается весьма громоздким. Использование упрощений, например принятие допущения о постоянстве температуры газа по всей длине лопатки, может привести к большим погрешностям. Тем не менее на практике упрощенные расчетные модели получили широкое распространение.

При одной из применяемых расчетных моделей трехмерная задача разделяется на две.

1. Одномерная задача определения температуры лопатки как функции радиуса (или длины лопатки). Простейшая одномерная модель решения подобной одномерной стационарной ($\partial T/\partial t = 0$) задачи предполагает, что расчет температуры выполняют по длине лопатки при постоянной температуре в поперечных сечениях. Различные варианты решения одномерной задачи сводят к решению одномерной задачи теплопроводности в стержне, имитирующем лопатку.

2. Двухмерная задача расчета температурного поля поперечного сечения лопатки, решаемая для конечного числа сечений, например, описанным выше способом, примененным к сопловым лопаткам с продольным течением охлаждающего воздуха.

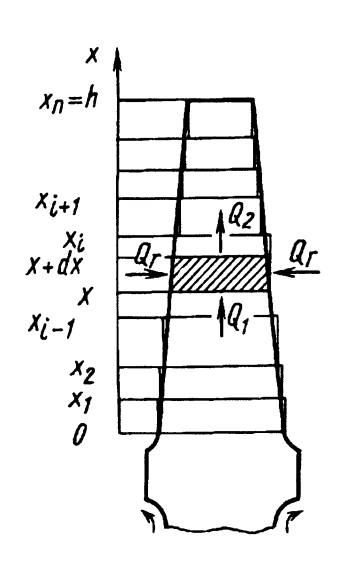


Рис. 8.9. Расчетная схема сплошной лопатки, охлаждаемой теплоотводом в диск

Сравнительно простой и достаточно точный инженерный метод определения распределения температуры по длине лопатки турбины предложен учеными КАИ. Метод базируется на условном расчленении лопатки (рис. 8.9) на произвольное число n небольших участков, в пределах каждого из которых можно считать одинаковыми $T_г^*(x)$, $\alpha_г(x)$, $\alpha_{охл}(x)$, λ и площади поперечного сечения лопатки F. Для каждого i-го участка применяют известные простые решения с последующей их стыковкой на границах участков.

Для *сплошных лопаток*, охлаждаемых теплоотводом в диск, вводят обозначения $\bar{x} = x/h$; $\overline{T} = T/1000$; $\overline{T}_г^* = T_г^*/1000$; $k = h\sqrt{\dfrac{\alpha_г \Pi_г}{\lambda F}}$, где h — длина лопатки. На основании уравнений Фурье $Q = -\lambda F \dfrac{\partial T}{\partial x}$ и Ньютона $Q_г = \alpha_г \Pi_г (T_г^* - T)\,dx$, а также уравнения теплового баланса для элементарного участка высотой dx (см. заштрихованный участок на рис. 8.9) $Q_1 - Q_2 = Q_г$, получаем

$$\frac{d^2(\overline{T}_г^* - \overline{T})}{dx^2} - k^2(\overline{T}_г^* - \overline{T}) = 0. \qquad (8.48)$$

Отсюда распределение безразмерной температуры по высоте любого i-го участка

$$\overline{T}_i = \overline{T}_{гi}^* - A_i \exp(k_i \bar{x}_i) - B_i \exp(-k_i \bar{x}_i). \qquad (8.49)$$

При числе n участков разбиения число произвольных постоянных A_i, B_i будет $2n$, и для их отыскания требуется $2n$ граничных условий. При $\bar{x} = 0$ температуру в корневом сечении лопатки $\overline{T}_0$ считают известной (например, равной допустимой из условия прочности), поэтому из уравнения (8.49) следует:

$$A_1 + B_1 = \overline{T}_{гi}^* - \overline{T}_0.$$

При $\overline{x} = 1$ с достаточной для практических целей точностью можно в первом приближении принять температуру на верхнем торце лопатки $\overline{T}_n = \overline{T}^*_{\text{г}n}$, поэтому из уравнения (8.49) следует, что

$$A_n + B_n \exp(-2k_n) = 0. \tag{8.50}$$

Остальные $2(n-1)$ уравнений находят согласованием решений на стыках смежных участков. Здесь должно быть равенство температур $\overline{T}_{i+1} = \overline{T}_i$ и количеств теплоты $Q_{i+1} = Q_i$. На основе уравнения (8.49) и уравнения Фурье получим систему уравнений

$$\begin{aligned}
&A_1 + B_1 = \overline{T}^*_{\text{г}1} - \overline{T}_0;\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&A_{i+1}\exp(k_{i+1}\overline{x}_i) + B_{i+1}\exp(-k_{i+1}\overline{x}_i) - A_i\exp(k_i\overline{x}_i) -\\
&\qquad - B_i\exp(-k_i\overline{x}_i) = \overline{T}^*_{\text{г}i+1} - \overline{T}^*_{\text{г}i};\\
&\lambda_{i+1}F_{i+1}k_{i+1}[A_{i+1}\exp(k_{i+1}\overline{x}_i) - B_{i+1}\exp(-k_{i+1}\overline{x}_i)] -\\
&\qquad - \lambda_i F_i k_i[A_i\exp(k_i\overline{x}_i) - B_i\exp(-k_i\overline{x}_i)] = 0;\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&A_n + B_n\exp(-2k_n) = 0,
\end{aligned} \tag{8.51}$$

где i принимает значения от 1 до $n-1$.

Задачу решают в два приближения. В первом λ назначают по известным температурам T_0 и T_n; во втором — по температурам участков из первого приближения. Описанный метод позволяет рассчитывать температурное состояние также и лопаток с удлиненными ножками. Результаты расчетов температуры лопатки, выполненных изложенным методом, удовлетворительно совпадают с данными экспериментов.

8.4. Расчет распределения температуры в стенках турбинных лопаток из пористых материалов и в многослойных проницаемых стенках

Для оболочек турбинных лопаток, изготовленных из пористых материалов, решение задачи теплопроводности в трех- и двухмерной постановках представляет определенные математические трудности. Задача может быть упрощена сведением ее к решению ряда одномерных (по направлению нормали к профилю) задач. Для этого

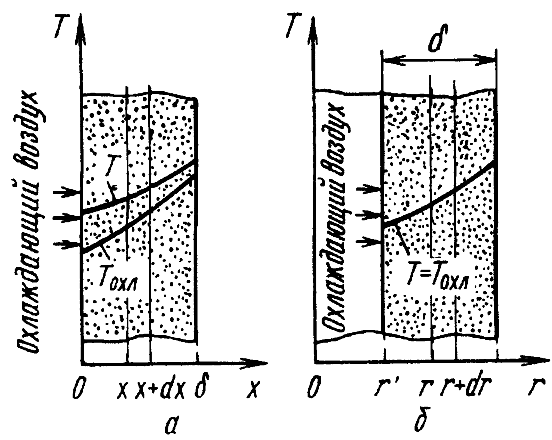


Рис. 8.10. Графики к расчету температур в стенках из пористых материалов:
а – плоская стенка; *б* – цилиндрическая стенка

профиль лопатки разбивают на участки, перетекания теплоты между которыми считают отсутствующими, а геометрические формы с определенным приближением считают простыми. Малая кривизна участков на спинке и вогнутой поверхности позволяет рассчитывать их как плоские стенки. Участки на входной и выходной кромках приближенно рассматривают как стенки полых цилиндров.

В известных методах расчета температуры плоской проницаемой стенки предполагают теплофизические характеристики и значения коэффициента внутренней объемной теплоотдачи α_V постоянными.

Один из методов расчета температур в стенках турбинных лопаток из пористых материалов был описан в п. 6.2.3. В том методе распределение температуры в пористой оболочке определялось в связи с расчетом теплоотдачи в ней.

Кроме того, известен метод Грутенхьюза, в котором выведено дифференциальное уравнение, описывающее процесс распространения теплоты в пористой стенке. Для этого в плоской стенке (рис. 8.10, *а*) на расстоянии x от входа охлаждающего воздуха выделяют элементарный участок толщиной dx. Теплопроводностью в выделенный участок подведено количество теплоты

$$dq = q_x - q_{x+dx} = -\lambda \overline{F}_{\text{ск}} \frac{dT}{dx} + \lambda \overline{F}_{\text{ск}} \frac{d}{dx}\left(T + \frac{dT}{dx}\,dx\right) =$$

$$= -\lambda \overline{F}_{\text{ск}} \frac{dT}{dx} + \lambda \overline{F}_{\text{ск}} \frac{dT}{dx} + \lambda \overline{F}_{\text{ск}} \frac{d^2T}{dx^2}\,dx = \lambda \overline{F}_{\text{ск}} \frac{d^2T}{dx^2}\,dx, \quad (8.52)$$

где λ — средняя по толщине теплопроводность стенки; $\overline{F}_{\text{ск}} = F_{\text{ск}}/F$; F — площадь наружной поверхности стенки лопатки; $F_{\text{ск}}$ — площадь поперечного сечения "скелета" стенки, нормального к потоку теплоты; T — температура "скелета" стенки, т.е. металла, из которого она изготовлена.

При прохождении воздуха через рассматриваемый участок

$$dq_{\text{охл}} = \alpha_V (T - T_{\text{охл}})\, dx, \tag{8.53}$$

что соответствует

$$dq_{\text{охл}} = g_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}} dT_{\text{охл}}, \tag{8.54}$$

где $g_{\text{охл}}$ — массовый расход охлаждающего воздуха через единицу площади наружной поверхности стенки; $c_{p\,\text{охл}}$ — средняя по толщине удельная теплоемкость охлаждающего воздуха; $T_{\text{охл}}$ — температура охлаждающего воздуха.

Поскольку $dq = dq_{\text{охл}}$, то, согласно уравнениям (8.52) и (8.53), имеем

$$\lambda \overline{F}_{\text{ск}} \frac{d^2T}{dx^2} = \alpha_V (T - T_{\text{охл}}). \tag{8.55}$$

Из уравнений (8.53) и (8.54) получаем

$$\alpha_V (T - T_{\text{охл}}) = g_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}} \frac{dT_{\text{охл}}}{dx}, \tag{8.56}$$

из уравнений (8.52), (8.54) —

$$\lambda \overline{F}_{\text{ск}} \frac{d^2T}{dx^2} = g_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}} \frac{dT_{\text{охл}}}{dx}. \tag{8.57}$$

В соответствии с уравнением (8.55) для температуры охлаждающего воздуха можно записать

$$T_{\text{охл}} = -\frac{\lambda \overline{F}_{\text{ск}}}{\alpha_V} \frac{d^2T}{dx^2} + T, \tag{8.58}$$

откуда

$$\frac{dT_{\text{охл}}}{dx} = -\frac{\lambda \overline{F}_{\text{ск}}}{\alpha_V} \frac{d^3T}{dx^3} + \frac{dT}{dx}. \tag{8.59}$$

После подстановки уравнения (8.59) в уравнение (8.57) и преобразований получаем линейное дифференциальное уравнение третьего порядка с постоянными коэффициентами:

$$\frac{d^3T}{dx^3}+\frac{\alpha_V}{g_{\text{охл}}c_{p\,\text{охл}}}\frac{d^2T}{dx^2}-\frac{\alpha_V}{\lambda\overline{F}_{\text{ск}}}\frac{dT}{dx}=0. \qquad (8.60)$$

Вводя новые переменные $\overline{T}=T/1000$ и $\overline{x}=x/\delta$, имеем

$$\frac{d^3\overline{T}}{d\overline{x}^3}+k_1\frac{d^2\overline{T}}{d\overline{x}^2}-k_2\frac{d\overline{T}}{d\overline{x}}=0, \qquad (8.61)$$

где $k_1=\dfrac{\alpha_V\delta}{g_{\text{охл}}c_{p\,\text{охл}}}$; $k_2=\dfrac{\alpha_V\delta^2}{\lambda\overline{\rho}}$; δ — толщина стенки.

Замена $\overline{F}_{\text{ск}}$ на $\overline{\rho}$ в формуле для определения коэффициента k_2 возможна ввиду того, что пористость материала

$$\Pi=(\rho_{\text{ск}}-\rho_{\text{пор}})/\rho_{\text{ск}}=1-\overline{\rho}, \qquad (8.62)$$

где $\rho_{\text{ск}}$, $\rho_{\text{пор}}$ — соответственно плотность материала без пор ("скелета") и с порами. Поэтому при однородной структуре пористого материала, согласно уравнению (8.62),

$$\overline{F}_{\text{ск}}=1-\Pi=\overline{\rho}. \qquad (8.63)$$

Общим решением уравнения (8.61) является

$$\overline{T}=C_1\exp(a_1\overline{x})+C_2\exp(a_2\overline{x})+C_3\exp(a_3\overline{x}), \qquad (8.64)$$

где C_1, C_2, C_3 — постоянные интегрирования; a_1, a_2, a_3 — корни характеристического уравнения

$$a^3+k_1a^2-k_2a=0. \qquad (8.65)$$

Решая уравнение (8.65), находим $a_1=0$; $a_{2,3}=-\dfrac{k_1}{2}\pm\sqrt{\dfrac{k_1^2}{4}+k_2}$. В результате общее решение уравнения (8.64) приобретает вид

$$\overline{T}=C_1+C_2\exp(a_2\overline{x})+C_3\exp(a_3\overline{x}). \qquad (8.66)$$

Подставляя уравнение (8.66) в уравнение (8.58), после преобразований получаем в общем виде зависимость для температуры охла-

ждающего воздуха

$$\overline{T}_{\text{охл}} = C_1 + C_2(1 - a_2^2/k_2)\exp(a_2\overline{x}) + C_3(1 - a_3^2/k_2)\exp(a_3\overline{x}). \quad (8.67)$$

Для определения постоянных интегрирования необходимо задать три граничных условия. Наибольший практический интерес представляет задание двух граничных условий третьего рода на боковых поверхностях стенки:

$$\left(\frac{d\overline{T}}{d\overline{x}}\right)_{\overline{x}=0} = \frac{\alpha_{\text{в}}\delta}{\lambda\overline{\rho}}\left(\overline{T}_{\overline{x}=0} - \overline{T}^*_{\text{в}}\right); \quad (8.68)$$

$$\left(\frac{d\overline{T}}{d\overline{x}}\right)_{\overline{x}=1} = \frac{\alpha_{\text{пл}}\delta}{\lambda\overline{\rho}}\left(\overline{T}^*_{\text{пл}} - \overline{T}_{\overline{x}=1}\right). \quad (8.69)$$

Уравнения (8.68) и (8.69) записаны с учетом определения переменных $\overline{x}$ и $\overline{T}$. В них $\alpha_{\text{в}}$, $\alpha_{\text{пл}}$ — коэффициенты теплоотдачи у боковых поверхностей стенки соответственно со стороны входа и выпуска охлаждающего воздуха; $\overline{T}^*_{\text{в}} = T^*_{\text{в}}/1000$, $\overline{T}^*_{\text{пл}} = T^*_{\text{пл}}/1000$, где $\overline{T}^*_{\text{в}}$, $\overline{T}^*_{\text{пл}}$ — соответственно температура торможения охлаждающего воздуха перед стенкой и температура пленки со стороны выпуска охлаждающего воздуха.

В качестве третьего граничного условия иногда принимают условие равенства температур охлаждающего воздуха и "скелета" на горячей стороне стенки ($x = \delta$). Однако, как показали исследования, это условие при расчете температур может привести к погрешности. Поэтому в качестве третьего граничного условия целесообразно использовать допущение о равенстве температур охлаждающего воздуха непосредственно на входе в стенку и перед стенкой, т.е.

$$\left(\overline{T}_{\text{охл}}\right)_{\overline{x}=0} = \overline{T}^*_{\text{в}}. \quad (8.70)$$

Таким образом, для определения постоянных интегрирования C_1, C_2, C_3 получена система трех уравнений (8.68)–(8.70). После подстановки в эти уравнения зависимостей (8.66), (8.67) и полученного из уравнения (8.66) выражения для производной от температуры

$$\frac{d\overline{T}}{d\overline{x}} = C_2 a_2 \exp(a_2\overline{x}) + C_3 a_3 \exp(a_3\overline{x}) \quad (8.71)$$

система приводится к виду

$$\begin{aligned} &C_1 b + C_2 b_2 + C_3 b_3 - \overline{T}_{\text{в}}^* b = 0; \\ &C_1 d + C_2 d_2 + C_3 d_3 - \overline{T}_{\text{пл}}^* d = 0; \\ &C_1 + C_2 e_2 + C_3 e_3 - \overline{T}_{\text{в}}^* = 0, \end{aligned} \tag{8.72}$$

где $b = \dfrac{\alpha_{\text{в}}\delta}{\lambda\overline{\rho}}$; $b_2 = \dfrac{\alpha_{\text{в}}\delta}{\lambda\overline{\rho}} - a_2$; $b_3 = \dfrac{\alpha_{\text{в}}\delta}{\lambda\overline{\rho}} - a_3$; $d = \dfrac{\alpha_{\text{пл}}\delta}{\lambda\overline{\rho}}$; $d_2 = \left(\dfrac{\alpha_{\text{пл}}\delta}{\lambda\overline{\rho}} + \right.$ $\left. + a_2\right) \exp a_2$; $d_3 = \left(\dfrac{\alpha_{\text{пл}}\delta}{\lambda\overline{\rho}} + a_3\right) \exp a_3$; $e_2 = 1 - \dfrac{a_2^2}{k_2}$; $e_3 = 1 - \dfrac{a_3^2}{k_2}$.

В результате решения системы уравнений (8.72) получают рекуррентные соотношения для определения постоянных интегрирования:

$$C_3 = \frac{(be_2 - b_2)(\overline{T}_{\text{пл}}^* - \overline{T}_{\text{в}}^*)d}{(b_2 - be_2)(e_3 d - d_3) + (b_3 - be_3)(d_2 - e_2 d)}; \tag{8.73}$$

$$C_2 = \frac{(\overline{T}_{\text{пл}}^* - \overline{T}_{\text{в}}^*)d + C_3(e_3 d - d_3)}{d_2 - e_2 d}; \tag{8.74}$$

$$C_1 = \overline{T}_{\text{в}}^* - C_2 e_2 - C_3 e_3. \tag{8.75}$$

Напомним, что выведенные соотношения справедливы для плоской стенки (см. рис. 8.10, *а*). В случае цилиндрической стенки (рис. 8.10, *б*) дифференциальное уравнение, описывающее распределение температуры, усложняется ввиду переменности по радиусу удельного массового расхода охлаждающего воздуха.

Задача определения температурного состояния пористой цилиндрической стенки может быть в значительной степени упрощена, если принять, что температура охлаждающего воздуха равна температуре "скелета" пористого материала по всей толщине стенки. Для ряда реальных случаев это допущение вполне правомерно. В частности, это допущение справедливо для каналов, состоящих из пор в оболочке, при $\text{Re} < 1$. Такие режимы обычно реализуются в материалах с малыми размерами пор.

При выводе дифференциального уравнения теплопроводности для этого случая рассматривают элементарный участок стенки (см. рис. 8.10, *б*), заключенный между радиусами r и $r + dr$, и для него составляют уравнение баланса теплоты.

Тепловые потоки, поступающие на выделенный участок на радиусе r и выходящие из него на радиусе $r + dr$ за счет теплопроводности, рассчитывают по формулам

$$Q_r = -\lambda\left(F_{r'}\frac{r}{r'}\right)\frac{dT}{dr}; \qquad (8.76)$$

$$Q_{r+dr} = -\lambda\left(F_{r'}\frac{r+dr}{r'}\right)\frac{d}{dr}\left(T + \frac{dT}{dr}\,dr\right), \qquad (8.77)$$

где λ — теплопроводность пористого материала стенки; r' — внутренний радиус стенки; $F_{r'}$ — площадь внутренней (на радиусе r') поверхности стенки.

Уравнения (8.76) и (8.77) получены с учетом изменения теплопроводящих поверхностей по радиусу цилиндра в соответствии с соотношением

$$F_r = F_{r'}\frac{r}{r'}. \qquad (8.78)$$

Количество теплоты, отдаваемой “скелетом” пористой стенки охлаждающему воздуху при его течении в пределах рассматриваемого участка,

$$dQ = G_{\text{охл}}c_{p\,\text{охл}}dT, \qquad (8.79)$$

где $G_{\text{охл}}$ — суммарный расход охлаждающего воздуха в единицу времени. Это количество теплоты должно соответствовать количеству теплоты $Q_r - Q_{r+dr}$, переносимой путем теплопроводности, поэтому можно записать

$$-\lambda\left(F_{r'}\frac{r}{r'}\right)\frac{dT}{dr}+\lambda\left(F_{r'}\frac{r+dr}{r'}\right)\frac{d}{dr}\left(T+\frac{dT}{dr}\,dr\right) = G_{\text{охл}}c_{p\,\text{охл}}dT. \qquad (8.80)$$

После преобразований и введения обозначения

$$\xi = \frac{G_{\text{охл}}c_{p\,\text{охл}}r'}{\lambda F_{r'}} = \frac{g_{r'}c_{p\,\text{охл}}r'}{\lambda}, \qquad (8.81)$$

где $g_{r'}$ — удельный расход охлаждающего воздуха на внутреннем радиусе r' стенки, из уравнения (8.80) получаем дифференциальное уравнение, описывающее распределение температуры по радиусу пористой цилиндрической стенки,

$$r\frac{d^2T}{dr^2} + (1-\xi)\frac{dT}{dr} = 0. \qquad (8.82)$$

Введя безразмерные переменные $\overline{T} = T/1000$; $\overline{r} = (r - r')/\delta$, из уравнения (8.82) можно получить дифференциальное уравнение в безразмерном виде

$$(r' + \overline{r}\delta)\frac{d^2\overline{T}}{d\overline{r}^2} + (1-\xi)\delta\frac{d\overline{T}}{d\overline{r}} = 0. \tag{8.83}$$

Общее решение уравнения (8.83) имеет вид

$$\overline{T} = C_1\frac{(\overline{r} + r'/\delta)^{\xi}}{\xi} + C_2. \tag{8.84}$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 в уравнении (8.84) определяют, например, из заданных на радиусах $\overline{r} = 0$ и $\overline{r} = 1$ стенки граничных условий третьего рода

$$\left(\frac{d\overline{T}}{d\overline{r}}\right)_{\overline{r}=0} = \frac{\alpha_{\text{в}}\delta}{\lambda}\left(\overline{T}_{\overline{r}=0} - \overline{T}^*_{\text{в}}\right); \tag{8.85}$$

$$\left(\frac{d\overline{T}}{d\overline{r}}\right)_{\overline{r}=1} = \frac{\alpha_{\text{пл}}\delta}{\lambda}\left(\overline{T}^*_{\text{пл}} - \overline{T}_{\overline{r}=1}\right). \tag{8.86}$$

В соответствии с уравнениями (8.85), (8.86)

$$C_1 = \frac{\dfrac{\alpha_{\text{пл}}\delta}{\lambda}\left(\overline{T}^*_{\text{пл}} - \overline{T}^*_{\text{в}}\right)}{\left(1+\dfrac{r'}{\delta}\right)^{\xi-1} + \dfrac{\alpha_{\text{пл}}\delta}{\lambda}\left[\dfrac{(1+r'/\delta)^{\xi}}{\xi} + \left(\dfrac{r'}{\delta}\right)^{\xi-1} - \dfrac{(r'/\delta)^{\xi}}{\xi}\dfrac{\alpha_{\text{в}}\delta}{\lambda}\right]};$$

$$C_2 = \overline{T}^*_{\text{в}} + C_1\left[\left(\frac{r'}{\delta}\right)^{\xi-1} - \frac{\alpha_{\text{в}}\delta}{\lambda}\frac{(r'/\delta)^{\xi}}{\xi}\right]. \tag{8.87}$$

Расчет распределения температур в проницаемой многослойной стенке рассмотрим на примере стенки с прямоточным течением охлаждающего воздуха. Схема такой стенки дана на рис. 8.11. В ней воздух, входя в каналы первого слоя, проходит через систему разветвленных каналов, двигаясь постоянно в направлении оси x. Вследствие этого для приближенной оценки температуры стенки можно ограничиться решением одномерной задачи теплопроводности. Такой подход реализован в исследованиях КАИ.

При расчете температур в многослойной стенке лопатки (рис. 8.12, *а*) ее профиль делится на n участков, кривизной которых и

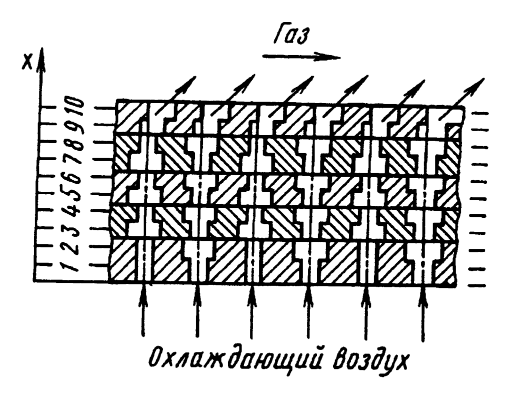


Рис. 8.11. Схема многослойной проницаемой стенки с прямоточным движением охлаждающего воздуха:
1...10 – сечения

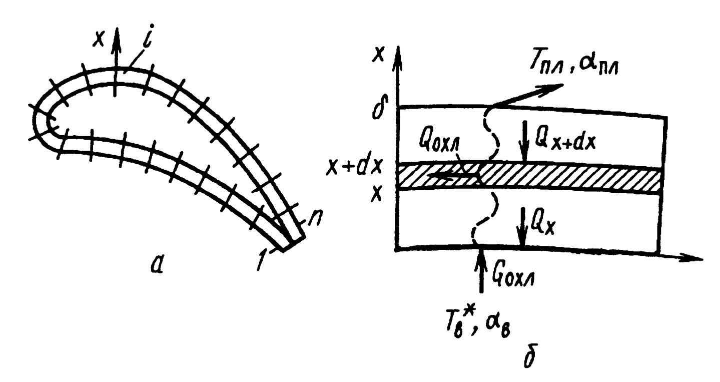


Рис. 8.12. Схемы к расчету температур в многослойной проницаемой стенке с прямоточным движением охлаждающего воздуха:
а – схема разбивки лопатки на участки; *б* – схема для вывода дифференциального уравнения; — — — — – условная траектория движения охлаждающего воздуха

перетеканиями теплоты между которыми можно пренебречь, и свести таким образом решение многомерной задачи к n одномерным.

Для вывода дифференциального уравнения, описывающего процесс распространения теплоты в плоской многослойной стенке, выделим в ней на расстоянии x от входа охлаждающего воздуха элементарный участок толщиной dx (см. заштрихованный участок на рис. 8.12,*б*). Теплопроводность участка примем равной средней эквивалентной теплопроводности стенки, которая может быть рас-

считана по формуле

$$\lambda_{\text{э.ср}} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{s} \lambda_{\text{э}i}}{S} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{s} (\lambda_{\text{м}} F_{\text{м}} + \lambda_{\text{охл}} F_{\text{охл}})_i}{S F_{\Sigma}}, \qquad (8.88)$$

где S — число сечений по толщине многослойной стенки (см. рис. 8.11), которые выбирают в зависимости от внутренней структуры материала и располагают вдоль наружных поверхностей стенки; $\lambda_{\text{м}}$, $\lambda_{\text{охл}}$ — теплопроводности соответственно металла и охлаждающего воздуха в i-м сечении стенки; $F_{\text{м}}$, $F_{\text{охл}}$ — соответственно площади металлической поверхности и охлаждающих каналов в i-м сечении стенки; $F_{\Sigma} = F_{\text{м}} + F_{\text{охл}}$ — суммарная площадь i-го сечения стенки (для всех сечений плоской стенки постоянная). В заштрихованный элемент (см. рис. 8.12, *б*) вводится количество теплоты

$$dQ = Q_x - Q_{x+dx} = \lambda F_{\Sigma} \frac{d^2T}{dx^2}\, dx, \qquad (8.89)$$

где T — температура металла стенки.

При прохождении через рассматриваемый участок охлаждающий воздух воспринимает количество теплоты, соответствующее изменению его энтальпии, т.е.

$$dQ_{\text{охл}} = \alpha_V (T - T_{\text{охл}}) F_{\Sigma}\, dx = G_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}}\, dT_{\text{охл}}. \qquad (8.90)$$

Поскольку

$$dQ = dQ_{\text{охл}}, \qquad (8.91)$$

то из уравнений (8.89) и (8.90) имеем

$$\lambda \frac{d^2T}{dx^2} = \alpha_V (T - T_{\text{охл}}); \qquad (8.92)$$

$$\lambda F_{\Sigma} \frac{d^2T}{dx^2} = G_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}} \frac{dT_{\text{охл}}}{dx}. \qquad (8.93)$$

Из уравнения (8.92) получаем

$$T_{\text{охл}} = -\frac{\lambda}{\alpha_V} \frac{d^2T}{dx^2} + T, \qquad (8.94)$$

откуда

$$\frac{dT_{\text{охл}}}{dx} = -\frac{\lambda}{\alpha_V}\frac{d^3T}{dx^3} + \frac{dT}{dx}. \qquad (8.95)$$

Подстановка уравнения (8.95) в уравнение (8.93) позволяет получить дифференциальное уравнение третьего порядка, описывающее процесс распространения теплоты в стенке:

$$\frac{d^3T}{dx^3} + \frac{\alpha_V F_\Sigma}{G_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}}}\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{\alpha_V}{\lambda}\frac{dT}{dx} = 0. \qquad (8.96)$$

После введения переменных $\overline{T} = T/1000$ и $\overline{x} = x/\delta$ получаем

$$\frac{d^3\overline{T}}{d\overline{x}^3} + k_1\frac{d^2\overline{T}}{d\overline{x}^2} - k_2\frac{d\overline{T}}{d\overline{x}} = 0, \qquad (8.97)$$

где $k_1 = \dfrac{\alpha_V \delta}{g_{\text{охл}} c_{p\,\text{охл}}}$; $k_2 = \dfrac{\alpha_V \delta^2}{\lambda}$; $g_{\text{охл}} = \dfrac{G_{\text{охл}}}{F_\Sigma}$.

Общее решение уравнения (8.97) имеет вид

$$\overline{T} = C_1 \exp(a_1\overline{x}) + C_2 \exp(a_2\overline{x}) + C_3 \exp(a_3\overline{x}), \qquad (8.98)$$

где C_1, C_2, C_3 — постоянные интегрирования; a_1, a_2, a_3 — корни характеристического уравнения

$$a^3 + k_1 a^2 - k_2 a = 0. \qquad (8.99)$$

Решая уравнение (8.99), находим $a_1 = 0$; $a_{2,3} = -k_1/2 \pm \pm\sqrt{k_1^2/4 + k_2}$. В результате общее решение уравнения (8.98) для температуры металла имеет вид

$$\overline{T} = C_1 + C_2 \exp(a_2\overline{x}) + C_3 \exp(a_3\overline{x}), \qquad (8.100)$$

а для температуры охлаждающего воздуха после подстановки $\overline{T}$, определяемой уравнением (8.100), в уравнение (8.94) —

$$\overline{T}_{\text{охл}} = C_1 + C_2\left(1 - \frac{a_2^2}{k_2}\right)\exp(a_2\overline{x}) + C_3\left(1 - \frac{a_3^2}{k_2}\right)\exp(a_3\overline{x}). \qquad (8.101)$$

Для определения постоянных интегрирования необходимо задать три граничных условия. В качестве двух из них зададим на

поверхностях стенки граничные условия третьего рода

$$\left(\frac{d\overline{T}}{d\overline{x}}\right)_{\overline{x}=0} = \frac{\alpha_{\text{в}}\delta}{\lambda}(\overline{T}_{\overline{x}=0} - \overline{T}^*_{\text{в}}); \tag{8.102}$$

$$\left(\frac{d\overline{T}}{d\overline{x}}\right)_{\overline{x}=1} = \frac{\alpha_{\text{пл}}\delta}{\lambda}(\overline{T}^*_{\text{пл}} - \overline{T}_{\overline{x}=1}). \tag{8.103}$$

Эти условия записаны с учетом определения переменных $\overline{x}$ и $\overline{T}$. В качестве третьего граничного условия используем допущение о равенстве температур охлаждающего воздуха непосредственно на входе в стенку и перед стенкой, т.е.

$$(\overline{T}_{\text{охл}})_{\overline{x}=0} = \overline{T}^*_{\text{в}}. \tag{8.104}$$

Таким образом, для определения трех постоянных интегрирования C_1, C_2 и C_3 получена система трех уравнений (8.102)–(8.104), которая после подстановки в уравнения зависимостей (8.100), (8.101) и производных от них приводится к виду

$$\begin{aligned} &C_1 b + C_2 b_2 + C_3 b_3 - \overline{T}^*_{\text{в}} b = 0; \\ &C_1 d + C_2 d_2 + C_3 d_3 - \overline{T}^*_{\text{пл}} d = 0; \\ &C_1 + C_2 e_2 + C_3 e_3 - \overline{T}^*_{\text{в}} = 0, \end{aligned} \tag{8.105}$$

где $b = \alpha_{\text{в}}\delta/\lambda$; $b_2 = \alpha_{\text{в}}\delta/\lambda - a_2$; $b_3 = \alpha_{\text{в}}\delta/\lambda - a_3$; $d = \alpha_{\text{пл}}\delta/\lambda$; $d_2 = (\alpha_{\text{пл}}\delta/\lambda + a_2)\exp a_2$; $d_3 = (\alpha_{\text{пл}}\delta/\lambda + a_3)\exp a_3$; $e_2 = 1 - a_2^2/k_2$; $e_3 = 1 - a_3^3/k_2$.

В результате решения системы уравнений (8.105) для определения постоянных интегрирования C_1, C_2 и C_3 получают рекуррентные соотношения

$$C_3 = (be_2 - b_2)(\overline{T}^*_{\text{пл}} - \overline{T}^*_{\text{в}})d \Big/ \Big[(b_2 - be_2)(e_3 d - d_3) + (b_3 - be_3)(d_2 - e_2 d)\Big]; \tag{8.106}$$

$$C_2 = \Big[(\overline{T}^*_{\text{пл}} - \overline{T}^*_{\text{в}})d + C_3(e_3 d - d_3)\Big] \Big/ (d_2 - e_2 d); \tag{8.107}$$

$$C_1 = \overline{T}^*_{\text{в}} - C_2 e_2 - C_3 e_3. \tag{8.108}$$

8.5. Расчет распределения температуры по радиусу охлаждаемого диска турбины

Из уравнения теплового баланса $q_1 - q_2 - q_{\text{охл.л}} - q_{\text{охл.п}} = 0$, записанного для выделенного элемента турбинного диска переменной толщины, охлаждаемого с обеих сторон (рис. 8.13), при условии постоянства теплопроводности материала диска распределение температуры по радиусу описывают дифференциальным уравнением

$$\frac{d^2\theta}{dr^2}+\left(\frac{1}{r}+\frac{1}{y}\frac{dy}{dr}\right)\frac{d\theta}{dr}-m^2\theta=0, \qquad (8.109)$$

где θ — разность температур диска и охлаждающего воздуха; r — радиус; y — толщина диска; $m=\sqrt{\dfrac{2\alpha_{\text{ср}}}{\lambda y}}$ — параметр, характеризующий интенсивность охлаждения диска; λ — теплопроводность материала диска.

При несимметричном охлаждении боковых сторон диска (левой — "л" и правой — "п") коэффициент теплоотдачи с боковых сторон диска можно принимать как $\alpha_{\text{охл}} = (\alpha_{\text{охл.л}} + \alpha_{\text{охл.п}})/2$, т.е. как среднее значение коэффициента теплоотдачи охлаждающего воздуха соответственно с левой и правой сторон диска, а разность температур диска и охлаждающего воздуха — как $\theta = T - T_{\text{э}}^*$, где $T_{\text{э}}^*$ — эквивалентная усредненная температура окружающей среды у боковых сторон диска: $T_{\text{э}}^* = (\alpha_{\text{охл.л}} T_{\text{охл.л}}^* + \alpha_{\text{охл.п}} T_{\text{охл.п}}^*) : (\alpha_{\text{охл.л}} + \alpha_{\text{охл.п}})$, где $T_{\text{охл.л}}^*$, $T_{\text{охл.п}}^*$ — температура охлаждающего воздуха соответственно с левой и правой сторон диска.

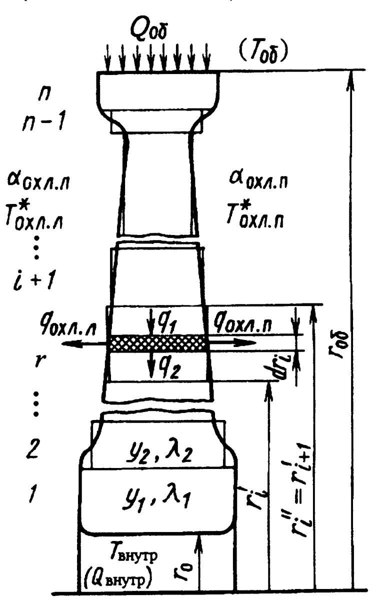


Рис. 8.13. Схема к расчету температур по радиусу диска произвольного профиля

В качестве граничных условий могут быть заданы полученные из предварительного расчета количество теплоты, поступающей в единицу времени в

обод диска ($Q_{об}$), и количество теплоты, отводимой в единицу времени к валу или другой детали на внутреннем радиусе диска ($Q_{внутр}$), или температуры на ободе ($T_{об}$) и на внутренней расточке диска ($T_{внутр}$).

Решение уравнения (8.109) с учетом изменения по радиусу параметров y, λ, $\alpha_{охл}$, $T^*_{охл}$ получается громоздким. Поэтому иногда его решают при упрощающих предположениях, которые могут давать лишь приблизительные результаты.

Хорошие результаты получают при применении следующего метода расчета, разработанного в КАИ.

Вначале получают решение уравнения (8.109) для кольцевого элемента постоянной толщины при неизменных теплопроводности, коэффициенте теплоотдачи и температуре охлаждающей среды. При этих условиях уравнение (8.109) преобразуется в уравнение Бесселя

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{d\theta}{dr} - m^2\theta = 0, \qquad (8.110)$$

решение которого имеет вид

$$\theta = AI_0(mr) + BK_0(mr), \qquad (8.111)$$

где A, B — произвольные постоянные (их можно определить из граничных условий); I_0, K_0 — функции Бесселя мнимого аргумента нулевого порядка.

Расчет диска произвольного профиля с произвольным изменением по радиусу параметров y, λ, $\alpha_{охл}$, $T^*_{охл}$ можно выполнить с использованием уравнения (8.111). Для этого диск по радиусу разбивают на ряд концентрических колец (см. рис. 8.13). Число колец может быть произвольным, их протяженность по радиусу не обязательно одинакова для всех колец. Важно соблюдать лишь одно условие: так как в пределах каждого кольца параметры y, λ, $\alpha_{охл}$, $T^*_{охл}$ принимаются постоянными, то изменения этих параметров должны быть небольшими, не влияющими в конечном счете на результаты вычислений.

Поскольку каждое из выделенных колец находится в условиях, при которых было получено решение (8.111) уравнения (8.110), то распределение температуры в пределах каждого кольца описывается

уравнением (8.110). Расчет температурного поля диска проводят последовательным переходом от кольца к кольцу, причем на стыках колец, где $r_{i+1} = r_i$, должно обеспечиваться равенство температур смежных участков диска

$$T^*_{эi} + A_i I_0(m_i r_i) + B_i K_0(m_i r_i) = \\ = T^*_{эi+1} + A_{i+1} I_0(m_{i+1} r_i) + B_{i+1} K_0(m_{i+1} r_i) \quad (8.112)$$

и радиальных тепловых потоков

$$\lambda_i y_i m_i [A_i I_1(m_i r_i) - B_i K_1(m_i r_i)] = \\ = \lambda_{i+1} y_{i+1} m_{i+1} [A_{i+1} I_1(m_{i+1} r_i) - B_{i+1} K_1(m_{i+1} r_i)], \quad (8.113)$$

где I_1, K_1 — функции Бесселя мнимого аргумента первого порядка.

Кроме того, должны выполняться граничные условия на *внутреннем радиусе* r_0 в зависимости от заданных условий:

$$T^*_{э1} + A_1 I_0(m_1 r_0) + B_1 K_0(m_1 r_0) = T_{внутр} \quad (8.114)$$

или

$$2\pi r_0 \lambda_1 y_1 m_1 [A_1 I_1(m_1 r_0) - B_1 K_1(m_1 r_0)] = Q_{внутр}; \quad (8.115)$$

на *периферии* диска ($r_n = r_{об}$) в зависимости от заданных условий:

$$T^*_{эn} + A_n I_0(m_n r_n) + B_n K_0(m_n r_n) = T_{об} \quad (8.116)$$

или

$$2\pi r_n \lambda_n y_n m_n [A_n I_1(m_n r_n) - B_n K_1(m_n r_n)] = Q_{об}. \quad (8.117)$$

Таким образом, если предположить, что на внутреннем радиусе задана температура диска $T_{внутр}$, а на периферии количество теплоты $Q_{об}$, то получаем систему $2n$ линейных алгебраических уравнений с $2n$ неизвестными A_i, B_i:

$$
\begin{aligned}
&A_1 I_0(m_1 r_0) + B_1 K_0(m_1 r_0) = T_{\text{внутр}} - T^*_{\text{э}1};\\
&A_1 I_0(m_1 r_1) + B_1 K_0(m_1 r_1) - A_2 I_0(m_2 r_1) - B_2 K_0(m_2 r_1) =\\
&\qquad\qquad = T^*_{\text{э}2} - T^*_{\text{э}1};\\
&A_1 \lambda_1 y_1 m_1 I_1(m_1 r_1) - B_1 \lambda_1 y_1 m_1 K_1(m_1 r_1) -\\
&- A_2 \lambda_2 y_2 m_2 I_1(m_2 r_1) + B_2 \lambda_2 y_2 m_2 K_1(m_2 r_1) = 0;\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&A_1 I_0(m_i r_i) + B_i K_0(m_i r_i) - A_{i+1} I_0(m_{i+1} r_i) -\\
&\qquad\qquad - B_{i+1} K_0(m_{i+1} r_i) = T^*_{\text{э}i+1} - T^*_{\text{э}i};\\
&A_i \lambda_i y_i m_i I_1(m_i r_i) - B_i \lambda_i y_i m_i K_1(m_i r_i) -\\
&\qquad\qquad - A_{i+1} \lambda_{i+1} y_{i+1} m_{i+1} I_1(m_{i+1} r_i) +\\
&\qquad\qquad\qquad + B_{i+1} \lambda_{i+1} y_{i+1} m_{i+1} K_1(m_{i+1} r_i) = 0;\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&A_n \lambda_n y_n m_n I_1(m_n r_n) - B_n \lambda_n y_n m_n K_1(m_n r_n) = Q_{\text{об}}/(2\pi r_n).
\end{aligned}
\tag{8.118}
$$

Поскольку зависимость $\lambda = \lambda(T)$ в начале расчета не известна, то в первом приближении распределение $T_{\text{I}}(r)$ приходится задавать, принимая, например, параболическую зависимость $T_{\text{I}}(r) = T_{\text{внутр}} + 300(r/r_{\text{об}})^3$.

Далее систему (8.118) решают при $\lambda_{\text{I}} = \lambda(T_{\text{I}})$ и определяют распределение $T_{\text{II}}(r)$ во втором приближении, затем при $\lambda_{\text{II}} = \lambda(T_{\text{II}})$ выполняют третье приближение и т.д. (здесь "I" и "II" — индексы, соответствующие номерам приближений). Расчет заканчивают при приемлемом совпадении распределений температур двух последних приближений.

Поскольку $K_0(0) \to \infty$ и $K_1(0) \to \infty$, то при $r_0 \approx 0$ с достаточной степенью точности можно принять $B_1 = 0$.

При использовании компьютера функции I_0, I_1, а также K_0 и K_1 в интервале $0 \le mr \le 4$ достаточно точно можно вычислить по формулам разложения в ряд. При значениях аргумента $4 < mr < 19$ для вычислений функций K_0 и K_1 можно рекомендовать следующие зависимости, полученные аппроксимацией табличных данных:

$$K_0 \cdot 10^6 = 1057314,25 \exp[0{,}000007672(mr)^4 - - 0{,}000484785(mr)^3 + 0{,}012454602(mr)^2 - - 1{,}183091968(mr)];$$
$$K_1 \cdot 10^6 = 1315373{,}33 \exp[0{,}000010233(mr)^4 - - 0{,}000638282(mr)^3 + 0{,}016011528(mr)^2 - - 1{,}222959384(mr)]. \qquad (8.119)$$

Сопоставление результатов расчетов изложенным методом с результатами расчетов, полученных другими, более точными, но трудоемкими методами, свидетельствует о достаточной его точности.

8.6. Расчет температурного поля в сечениях охлаждаемых лопаток и дисков турбин в нестационарных условиях

Для определения температурных полей в деталях ГТД в нестационарных условиях требуется найти решение дифференциального уравнения теплопроводности типа (8.1) с учетом зависимости теплофизических характеристик материала от температуры и изменения во времени граничных условий теплообмена (коэффициентов теплоотдачи, температур газа и охлаждающего воздуха).

В этом случае достаточно универсальным и доступным с практической точки зрения (в частности, с точки зрения эффективной реализации на компьютере) является *конечно-разностный метод* (метод сеток). Сущность этого метода заключается в замене дифференциальных уравнений их конечно-разностными аппроксимациями (аналогами), основанной на рассмотрении конечного числа значений искомой функции в узлах сетки. Такая замена соответствует замене непрерывной кривой, характеризующей изменение искомой функции, ломаной линией. Входящие в уравнение производные заменяют отношением разности значений функций в соседних узлах к шагу сетки в соответствующем направлении. В результате таких замен дифференциальные уравнения сводят к системам алгебраических уравнений, неизвестными в которых являются значения температур в узлах сеточной области. Переход от дифференциального уравнения к разностному можно осуществить заменой в исходном дифференциальном уравнении производных функций конечными разностями.

Так, из уравнения теплопроводности параболического типа (одномерного нестационарного уравнения теплопроводности)

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \qquad (8.120)$$

вводя достаточно малые приращения (шаги) переменных t и x, обозначив их соответственно $\Delta t = k$, $\Delta x = h$, получаем конечно-разностный аналог уравнения (8.120)

$$\Big[T(x,\, t+k) - T(x,\, t)\Big]\Big/k = \\ = a\Big[T(x+h,\, t) - 2T(x,\, t) + T(x-h,\, t)\Big]\Big/h^2. \qquad (8.121)$$

Это соотношение получено определением производной $\partial^2 T/\partial x^2$ в момент времени t. В момент $t + \Delta t$ аналогичное уравнение имеет вид

$$\Big[T(x,\, t+k) - T(x,\, t)\Big]\Big/k = \\ = a\Big[T(x+h,\, t+k) - 2T(x,\, t+k) + T(x-h,\, t+k)\Big]\Big/h^2. \qquad (8.122)$$

Вместо соотношений (8.121) и (8.122) можно записать

$$T(x,t+k) = \frac{ak}{h^2}\Big[T(x+h,\, t) - T(x-h,\, t)\Big] + \Big(1 - 2\frac{ak}{h^2}\Big)T(x,t); \qquad (8.123)$$

$$T(x,t+k) = \frac{ak}{h^2(1+ak/h^2)}\Big[T(x+h,t+k) + T(x-h,t+k)\Big] + \\ + \frac{1}{1+ak/h^2}T(x,t). \qquad (8.124)$$

Конечно-разностное уравнение (8.123) называют *явным*, а уравнение (8.124) — *неявным*. В зависимости от типа применяемого для расчетов уравнения различают соответственно *явную* или *неявную конечно-разностную схему* и *явный* или *неявный конечно-разностный метод*.

Для определения температуры по неявному уравнению (8.124) необходимо решать систему уравнений, так как неизвестными явля-

ются не только $T(x, t+k)$, но и температуры в соседних узловых точках $T(x+h, t+k)$ и $T(x-h, t+k)$.

Важной проблемой применения конечно-разностных методов является исследование вопросов сходимости и устойчивости решения. Если разностная схема сходится, то при уменьшении шагов сетки ($k \to 0$, $h \to 0$) разностное решение стремится к точному решению соответствующей дифференциальной задачи. Как показывает практика расчетов, разностное решение, получаемое по явной схеме, дает заниженный результат по сравнению с точным, а по неявной — несколько завышенный. Погрешность приближенного решения объясняется не только приближенностью аппроксимирующих соотношений, но и округлением промежуточных результатов счета. В этом случае при уменьшении шага сетки суммарная ошибка округления может возрастать — решение будет неустойчивым. Отметим, что устойчивость является более сильным свойством, чем сходимость. В частности, из условий устойчивости для ряда случаев, обычно реализуемых на практике, следует сходимость решения. В этой связи важнейшей задачей вычислительной математики становится разработка эффективных и экономичных конечно-разностных схем, пригодных для решения дифференциальных уравнений теплопроводности.

Неявная разностная схема абсолютно устойчива, и при ее использовании можно выбирать шаг по временной и координатной осям произвольно. Для обеспечения устойчивости явной разностной схемы выбор шагов по координатным осям следует подчинять выполнению соотношения между ними. Например, для устойчивости уравнения (8.123) необходимо выполнение соотношения $ak/h^2 \leq$ $\leq 1/2$, или $k \leq h^2/(2a)$. Такое жесткое ограничение при выполнении расчетов приводит к значительному увеличению времени счета.

Практика расчетов показывает, что если характер изменения во времени граничных условий не позволяет выбирать достаточно большие шаги по временной оси, то более выгодным становится использование явной разностной схемы. Неявная разностная схема эффективна лишь тогда, когда значения Δt могут быть выбраны не менее чем в 3 раза большими, нежели соответствующие значения Δt для явной схемы.

Другим способом перехода от дифференциального уравнения к конечно-разностному является *метод тепловых балансов*. При применении этого метода получают явные конечно-разностные уравне-

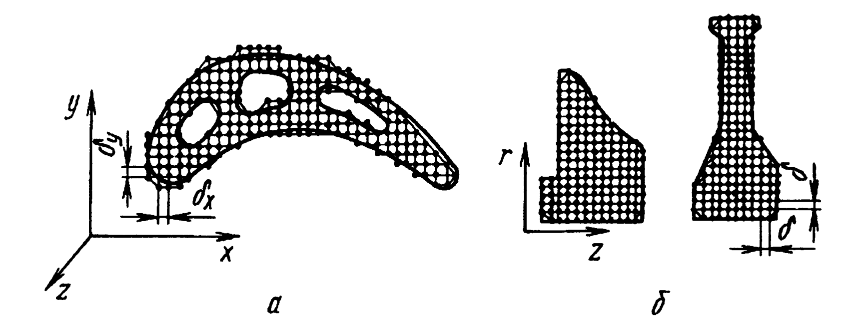


Рис. 8.14. Сечения с расчетной сеткой:
а – поперечное сечение лопатки; *б* – меридиональные сечения диска радиально-осевой и осевой турбин; • – узловые точки

ния для расчета температурного состояния сечений лопаток и дисков турбин в нестационарных условиях.

Для этого поперечное сечение *лопатки* (рис. 8.14, *а*) разбивают на N элементарных объемов единичной высоты (по оси z), ограниченных сторонами размером $\delta_y \times \delta_x$. У *диска* (рис. 8.14, *б*) выделяют участок, ограниченный в направлении осей r и z действительными поверхностями, а в окружном направлении — единичным двугранным углом $\Delta\varphi = 1$ рад. Образованный таким образом участок диска разбивают на N элементарных объемов (см. рис. 8.14, *б*), ограниченных сторонами длиной $\delta_r = \delta_z = \delta$, а $\delta_\varphi = f(r)$ (выбор $\delta_r = \delta_z$ сделан для упрощения выводимых расчетных формул).

Удельную теплоемкость c_p, плотность ρ и теплопроводность λ материала принимают одинаковыми в пределах каждого элементарного объема. В соответствии с уравнением Фурье $\left(q = -\lambda \dfrac{dT}{dn}\right)$ и соотношением Ньютона $[q = \alpha F(T^* - T)]$ при граничных условиях третьего рода для элементарных объемов можно записать следующие уравнения теплового баланса:

для внутренних узловых точек $(m = 4)$

$$-\sum_{k=1}^{m} \left(\frac{\lambda_i + \lambda_k}{2}\right) \frac{\Delta T_{i-k}}{\Delta l_{i-k}} \Delta F_{i-k} \Delta t = c_p \rho \, \Delta V_i \, \Delta T_i, \tag{8.125}$$

для граничных узловых точек ($0 < m \leq 2$) при граничных условиях третьего рода

$$-\sum_{k=1}^{m}\left(\frac{\lambda_i + \lambda_k}{2}\right)\frac{\Delta T_{i-k}}{\Delta l_{i-k}}\,\Delta F_{i-k}\,\Delta t + \alpha_i\,(T_i^* - T_i)\Delta F_i\,\Delta t = \\ = c_p\rho\,\Delta V_i\,\Delta T_i. \qquad (8.126)$$

Здесь m — число соседних узловых точек в направлении координатных осей (для внутренних узловых точек в это число входят внутренние и граничные узловые точки, для граничных — только внутренние); λ_i, λ_k — теплопроводность элемента, представляемого соответственно i-й и k-й соседними узловыми точками; ΔT_{i-k} — разность температур между соседними узлами; Δl_{i-k} — расстояние от i-й точки до соседней узловой точки; ΔF_{i-k} — площадь сечения элементарного объема, перпендикулярного к направлению теплового потока; ΔV_i — объем элемента, представляемого данной узловой точкой; α_i, T_i^* — соответственно коэффициент теплоотдачи и температура омывающей среды на участке i-го элементарного объема; ΔT_i — приращение температуры рассматриваемой узловой точки за время Δt; ΔF_i — площадь поверхности теплообмена граничного элементарного объема с омывающей его средой.

Если для всех граничных узловых точек выполняется условие $\alpha_i\delta/\lambda_i < 1$, то устойчивость решения в общем случае будет автоматически обеспечиваться при

$$\Delta t \leq \frac{c_p\rho\delta_y^2}{2\lambda(1 + \delta_y^2/\delta_x^2)}, \qquad (8.127)$$

а при квадратной сетке, т.е. при $\delta_y = \delta_x = \delta$,

$$\Delta t \leq \frac{c_p\rho\delta^2}{4\lambda}. \qquad (8.128)$$

Поскольку теплопроводность жаропрочных сплавов, применяемых для изготовления лопаток и дисков газовых турбин, с ростом температуры возрастает и ее зависимость от температуры может быть аппроксимирована уравнением $\lambda(T) = \lambda_0 + bT$, то вместо урав-

нений (8.127) и (8.128) можно соответственно записать

$$\Delta t = \frac{c_p \rho \delta_y^2}{2\lambda_{\max}(1 + \delta_y^2/\delta_x^2)}; \tag{8.129}$$

$$\Delta t = \frac{c_p \rho \delta^2}{4\lambda_{\max}}, \tag{8.130}$$

где $\lambda_{\max} = \lambda_0 + bT_{\max}$, а $T_{\max}$ — максимальная в данный момент температура в расчетном сечении.

Для удобства расчетов проведена систематизация характерных типов элементарных объемов, с помощью которых с достаточной степенью точности можно аппроксимировать любое сложное по конфигурации сечение. Кроме того, составлены таблицы с формулами для каждого из характерных типов элементарных объемов для определения входящих в уравнения (8.125) и (8.126) значений ΔV_i, ΔF_i и ΔF_{i-k}, используемых соответственно при расчетах температур лопаток и диска. (Схемы расположения характерных точек элементарных объемов в сечениях лопаток и дисков турбин, а также указанные формулы приведены, например, в книге [24].)

Описанный метод тепловых балансов для расчета температур при вполне приемлемой для инженерных расчетов точности отличается простотой реализации на компьютере. С этой точки зрения к его достоинствам можно отнести:

возможность иметь единую программу для расчета температур в лопатках, дисках и других деталях турбин;

возможность использования при произвольном характере изменения в пространстве и во времени граничных условий второго и третьего рода и при расчетах температур как в нестационарных, так и в стационарных (с определенным приближением) условиях;

автоматическое выполнение в процессе счета условий устойчивости решения;

возможность автоматизации процесса аппроксимации истинного сечения сеточной областью с определением типа ее узловых точек.

В КАИ разработана программа, позволяющая производить расчеты температур в сечениях лопаток и дисков турбин при числе узловых точек сеточной области до 3000, что дает возможность с достаточной степенью точности аппроксимировать практически любое по сложности геометрии сечение детали турбины.

В силу своей универсальности и относительной простоты реализации на компьютере конечно-разностный метод остается широко используемым в турбостроении.

8.7. Расчет температурного состояния лопаток турбин методом конечных элементов в нестационарных условиях

Одним из недостатков конечно-разностного метода является ступенчатая аппроксимация границ истинного сечения лопатки границей сеточной области. При этом появляется не только погрешность задания геометрии, но и погрешность воспроизведения граничных условий, особенно таких, которые содержат производные в направлении нормали к границам.

Указанные недостатки отсутствуют в методе конечных элементов (МКЭ). МКЭ применим к любым задачам, которые могут быть сформулированы в вариационном виде, в том числе и к задачам гидродинамики и прочности.

Результаты расчета температурного состояния деталей турбомашин используют в прочностных расчетах. Та же сеточная область, которая применена для расчета температурного поля, может быть использована в расчете на прочность, что приводит к существенному сокращению затрат труда и времени, а также к повышению точности прочностных расчетов, так как при этом исключается погрешность, обусловленная неточностью задания температур в узловых точках сеточной области.

Однако МКЭ имеет и ряд существенных недостатков: сложность разработки адаптивных алгоритмов триангуляции (разбиения расчетной области на треугольные элементы) в случае даже незначительного изменения расчетной области; зависимость эффективности МКЭ от порядка нумерации узлов и элементов; необходимость решать системы алгебраических уравнений с матрицами ленточного типа (с матрицами, ненулевые элементы которых группируются в окрестности главной диагонали) итерационными методами.

Основы применения МКЭ для решения различных задач, в частности задач теплопроводности, изложены в работах О. Зенкевича и Л. Сегерлинда.

В общем случае решение задач теплопроводности с помощью МКЭ сводится к следующему.

1. В рассматриваемой области фиксируется конечное число точек, называемых узловыми, в каждой из которых не известны и должны быть определены температуры T_i.

2. Область определения температуры разбивают на конечное число подобластей, называемых *конечными элементами*. Эти элементы имеют общие узловые точки и в совокупности аппроксимируют истинную область.

3. Искомую непрерывную зависимость температуры T от координат аппроксимируют в каждом элементе полиномом, который определяют по температуре T_i. Для каждого конечного элемента определяют свой полином, но так, чтобы сохранилась непрерывность температурного поля вдоль границ элемента. По мнению разработчиков МКЭ, наиболее целесообразно при решении задач теплопроводности выбирать полином второй степени.

4. В пределах каждого конечного элемента приближенное значение температуры T в общем случае трехмерного температурного поля определяется зависимостью

$$\overline{T}^e(x, y, z) = \sum_{i=1}^{m} N_i^e(x, y, z) T_i, \tag{8.131}$$

где m — число узлов в конечном элементе; N_i^e — функция формы, зависящая от вида выбранного полинома и формы конечного элемента; T_i — значение температуры в узле.

5. Уравнения типа (8.131) суммируют по всем элементам:

$$\overline{T} = \sum_{j=1}^{M} \overline{T}^e = \sum_{j=1}^{M} \sum_{i=1}^{m} N_i^e(x, y, z) T_i, \tag{8.132}$$

что и дает выражение для приближенного определения температурного поля в данной области через неизвестные значения температур T_i. В уравнении (8.132) M — число элементов.

6. Искомые температуры T_i в узлах определяют либо из условий минимизации функционала, связанного с данной краевой задачей, либо из условия ортогональности невязки к функциям формы, если вместо вариационного метода применять метод взвешенных невязок Галеркина.

В.Г. Кадышевым в КАИ разработан метод расчета трехмерного нестационарного температурного поля *тонкостенной лопатки*, в котором систему разрешающих уравнений строят на основе метода тепловых балансов.

Профильную часть лопатки можно представить как изогнутую пластину переменной толщины, омываемую потоками газа и охлаждающего воздуха с температурами $T_{\text{г}}^*$ и $T_{\text{охл}}^*$ соответственно. Коэффициенты теплоотдачи от газа к поверхности лопатки ($\alpha_{\text{г}}$) и от поверхности лопатки к охлаждающему воздуху ($\alpha_{\text{охл}}$) считают известными в каждой точке. На торцевых поверхностях профильной части лопатки, например на выходной кромке, задают температуру потока $T_{\text{т}}^*$ и коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{т}}$. С целью учета отвода теплоты в замковую часть лопатки на торцевой поверхности ее профильной части может быть задано распределение плотности теплового потока $q_{\text{т}}$.

В начальный момент времени ($t = 0$) распределение температуры в оболочке лопатки считают известным: $T^0 = T(x, y, z, 0)$.

Профильную часть лопатки заменяют совокупностью конечных элементов. Конечным элементом является произвольная прямая треугольная призма, высота которой равна толщине стенки лопатки.

В пределах отдельной призмы, сечение которой срединной плоскостью представляет собой заштрихованную часть на рис. 8.15, *а*, толщина H стенки, теплопроводность λ материала стенки, температуры $T_{\text{г}}^*$, $T_{\text{охл}}^*$ и коэффициенты $\alpha_{\text{г}}$ и $\alpha_{\text{охл}}$ в каждый момент времени постоянны, а температура лопатки изменяется в соответствии с зависимостью

$$T = a + b(x - x_0) + c(y - y_0) + [d + e(x - x_0) + f(y - y_0)]\times \\ \times 2z/H + [g + k(x - x_0) + l(y - y_0)](2z/H)^2, \qquad (8.133)$$

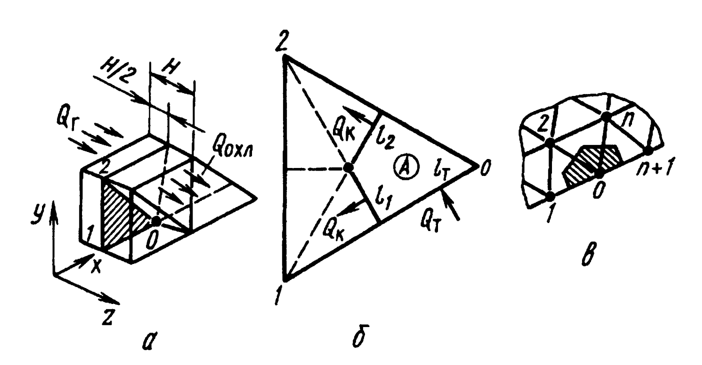


Рис. 8.15. Схемы к расчету температур лопатки: *а* – блок треугольных призм; *б* – узловая область рассматриваемой точки 0; *в* – совокупность узловых областей блока призм; *1, 2, n, n* + 1 – узловые точки

где z изменяется в пределах от $-H/2$ до $+H/2$, а коэффициенты a, b, c, ..., l являются функциями координат и граничных условий. Выбранная зависимость температуры от параметров отдельного элемента в его пределах обеспечивает получение температурного поля в срединной поверхности оболочки лопатки и позволяет удовлетворять условия теплообмена на ее поверхностях.

Зависимость температуры от времени t для отдельного элемента принимают линейной в пределах ограниченного интервала времени Δt:

$$T = T^{t+\Delta t} = T^t(x, y, z) + \frac{T^{t+\Delta t} - T^t}{\Delta t}\, t. \qquad (8.134)$$

Температуры $T_{\text{г}}^*$, $T_{\text{охл}}^*$, $T_{\text{т}}^*$ и плотности $q_{\text{т}}$ тепловых потоков также считают линейными функциями времени. Нестационарные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$, $\alpha_{\text{охл}}$ и $\alpha_{\text{т}}$ принимают постоянными на интервале Δt.

Кривизну и переменность толщины стенки лопатки учитывают введением приведенных коэффициентов теплоотдачи

$$\alpha_{\text{г}} = \alpha_{\text{г.д}} F_{\text{г}} / F_{\text{ср}}; \quad \alpha_{\text{охл}} = \alpha_{\text{охл.д}} F_{\text{охл}} / F_{\text{ср}},$$

где $\alpha_{\text{г.д}}$ и $\alpha_{\text{охл.д}}$ — истинные значения коэффициентов теплоотдачи на поверхностях лопатки; $F_{\text{г}}$ и $F_{\text{охл}}$ — площади поверхностей, омываемых газом и охлаждающим воздухом; $F_{\text{ср}}$ — площадь срединной поверхности участка лопатки.

Выделим для элементарной призмы узловую область A, образованную в срединной поверхности отрезками, проведенными через точки 0, *1*, 0, *2*, и отрезками l_1 и l_2 медиан, проведенных из точек *1* и *2* (рис. 8.15, *б*). Аналогичные действия выполняют и для других призм, входящих в блок с общей вершиной в точке 0. Уравнение теплового баланса для выделенной таким образом области в окрестности точки 0 (рис. 8.15, *в*) в интервале Δt

$$\sum_{i=1}^{n} (Q_{\text{к}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{охл}})_i + Q_{\text{т}} = \sum_{i=1}^{n} Q_{Ai}, \qquad (8.135)$$

где $Q_{\text{к}}$ — количество теплоты, поступившее в область A теплопроводностью через плоскости, проведенные через l_1 и l_2; $Q_{\text{г}}$ — количество теплоты, поступившее в A со стороны газа; $Q_{\text{охл}}$ — количество теплоты, отданное из A охлаждающему воздуху; $Q_{\text{т}}$ —

количество теплоты, поступившее в заштрихованную область (см. рис. 8.15, *в*) через торцевую поверхность, проходящую через прямую $l_т$ (см. рис. 8.15, *б*); Q_A — количество теплоты, аккумулированное в области A за время Δt.

Преобразуя уравнение (8.135) с использованием выражений (8.133), (8.134), получаем линейное алгебраическое уравнение для температуры в точке 0 срединной поверхности оболочки лопатки

$$T_0^{t+\Delta t} = \left[\sum_{i=1}^{n}\left(A_0 + \frac{2}{3}E\right)_i + C\right]^{-1}\left[\sum_{i=1}^{n}\left(A_1 - \frac{1}{6}E\right)_i T_{1i}^{t+\Delta t} + \right.$$

$$+ \sum_{i=1}^{n}\left(A_2 - \frac{1}{6}E\right)_i T_{2i}^{t+\Delta t} + \sum_{i=1}^{n} B_i - D - \sum_{i=1}^{n}\left(A_0 - \frac{2}{3}E\right)_i T_0^t - CT_0^t +$$

$$\left. + \sum_{i=1}^{n}\left(A_1 + \frac{1}{6}E\right)_i T_{1i}^t + \sum_{i=1}^{n}\left(A_2 + \frac{1}{6}E\right)_i T_{2i}^t\right]. \qquad (8.136)$$

Входящие в это уравнение коэффициенты определяют следующими выражениями (в которых индексы "$t + \Delta t$" при температурах для упрощения записи опущены):

$$A_{0i} = \frac{1}{2}F_i\left[H\xi(\overline{x}_{21}^2 + \overline{y}_{12}^2) + \frac{\psi}{9}\right]_i;$$

$$A_{1i} = \frac{1}{2}F_i\left[H\xi(\overline{x}_2\overline{x}_{21} - \overline{y}_2\overline{y}_{12}) - \frac{\psi}{9}\right]_i;$$

$$A_{2i} = \frac{1}{2}F_i\left[H\xi(\overline{y}_1\overline{y}_{12} - \overline{x}_1\overline{x}_{12}) - \frac{\psi}{9}\right]_i;$$

$$E_i = c_p\rho\xi(FH)_i/(3\lambda\Delta t);$$

$$B_i = \frac{1}{3}F_i[\varphi_г(T_г + T_г^t) + \varphi_{охл}(T_{охл} + T_{охл}^t)] -$$

$$- \frac{E}{3\xi}[\overline{m}_1(T_г - T_г^t) + \overline{m}_2(T_{охл} - T_{охл}^t)];$$

$$D = \frac{1}{4\lambda}(\alpha_т HL)_{0-1}\left[\frac{\xi_1}{2}(T_1 + T_1^t) + \frac{\overline{m}_1}{3}(T_г + T_г^t)_1 + \frac{\overline{m}_2}{3}(T_{охл} + T_{охл}^t)_1 - \right.$$

$$\left. - (T_т + T_т^t)_{0-1}\right] + \left[(q_т + q_т^t)\frac{HL}{4\lambda}\right]_{0-1} + \frac{1}{4\lambda}(\alpha_т HL)_{0-(n+1)} \times$$

$$\times \left[\frac{\xi_n}{2}(T_{n+1} + T_{n+1}^t) + \frac{\overline{m}_1}{3}(T_г + T_г^t)_n + \frac{\overline{m}_2}{3}(T_{охл} + T_{охл}^t)_n - \right.$$

$$- (T_т + T_т^t)_{0-1}\Big] + \Big[(q_т + q_т^t)\frac{HL}{4\lambda}\Big]_{0-(n+1)};$$

$$C = \frac{1}{8\lambda}\xi_1(\alpha_т HL)_{0-1} + \frac{1}{8\lambda}\xi_n(\alpha_т HL)_{0-(n+1)};$$

$$\varphi_г = \frac{\alpha_г}{2\lambda}(1 - \overline{m}_3 - \overline{m}_1) - \frac{\alpha_{охл}}{2\lambda}(\overline{m}_1 - \overline{m}_3);$$

$$\varphi_{охл} = \frac{\alpha_{охл}}{2\lambda}(1 - \overline{m}_2 - \overline{m}_4) - \frac{\alpha_г}{2\lambda}(\overline{m}_2 - \overline{m}_4);$$

$$\psi = \frac{\alpha_г}{\lambda}(1 + \overline{m}_{43} - \overline{m}_{12}) + \frac{\alpha_{охл}}{\lambda}(1 - \overline{m}_{43} - \overline{m}_{12});$$

$$\xi = 1 - \frac{1}{3}\overline{m}_{12}; \quad m_1 = \alpha_{охл} + 2\lambda/H; \quad m_2 = \alpha_г + 2\lambda/H;$$

$$m_3 = \alpha_{охл} + 4\lambda/H; \quad m_4 = \alpha_г + 4\lambda/H; \quad \overline{m}_1 = \alpha_г m_1/\Delta;$$

$$\overline{m}_2 = \alpha_{охл} m_2/\Delta; \quad \overline{m}_3 = \alpha_г m_3/\Delta; \quad \overline{m}_4 = \alpha_{охл} m_4/\Delta;$$

$$\Delta = m_1 m_4 + m_2 m_3; \quad \overline{m}_{12} = \overline{m}_1 + \overline{m}_2; \quad \overline{m}_{43} = \overline{m}_4 - \overline{m}_3;$$

$$\overline{x}_1 = (x_1 - x_0)/(2F); \quad \overline{x}_2 = (x_2 - x_0)/(2F); \quad \overline{x}_{21} = \overline{x}_2 - \overline{x}_1;$$

$$\overline{y}_1 = (y_1 - y_0)/(2F); \quad \overline{y}_2 = (y_2 - y_0)/(2F); \quad \overline{y}_{12} = \overline{y}_1 - \overline{y}_2,$$

где $F = 0,5\Big[(x_2 - x_0)(y_1 - y_0) - (x_1 - x_0)(y_2 - y_0)\Big]$ — площадь заштрихованной части на рис. 8.15, *а*. Индексы “$0-1$”, “$0-n$”, “$0-(n+1)$” соответствуют отрезкам, соединяющим узловую точку 0 с точками 1, n и $n+1$ на рис. 8.15, *в*.

В уравнении (8.136), если точка 0 не лежит на торцевой поверхности пера лопатки, коэффициенты C и D равны нулю.

Уравнения (8.136), записанные для каждой узловой точки, образуют систему линейных алгебраических уравнений, решение которой дает распределение температуры срединной поверхности оболочки лопатки в момент $t + \Delta t$. Использование принятой зависимости температуры от параметров призмы по ее высоте позволяет найти значения температуры на поверхностях, омываемых газом и охлаждающим воздухом.

Учет зависимости теплопроводности от температуры можно осуществлять методом последовательных приближений. Решение системы уравнений (8.136) наиболее удобно в этом случае выполнять методом верхней релаксации, так как температуры, полученные на предыдущих шагах во времени, являются хорошими начальными приближениями для последующих.

Разработанная В.Г. Кадышевым компьютерная программа позволяет производить расчеты температур при числе узловых точек

до 3000. Сравнение результатов расчетов температурного состояния пластины с использованием аналитического решения и разработанного метода конечных элементов свидетельствует о достаточной точности последнего.

Из других применений МКЭ в тепловых расчетах турбомашин отметим разработанный К. Мацусуэ метод для расчета температур охлаждаемых лопаток и дисков в стационарных и нестационарных условиях при граничных условиях первого, второго и третьего рода. Задача решена в двухмерной постановке.

Кроме того, известен метод расчета стационарных температурных полей в меридиональном сечении дисков турбин. Такой метод особенно важен для расчета дисков радиально-осевых турбин, поскольку расчеты обычным методом, при котором такой диск рассчитывают как пластину, приводят к большим погрешностям. Разработанный метод позволяет учесть зависимость теплопроводности материала диска от температуры, решая задачу в несколько приближений.

Глава 9

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ, ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ИХ КОНСТРУИРОВАНИЯ

9.1. Эффективность систем охлаждения турбин. Влияние глубины и способа охлаждения на эффективность ГТУ

При проектировании высокотемпературных газовых турбин выбирают конкретную схему охлаждения и конструктивную схему охлаждаемой лопатки каждого соплового аппарата и рабочего колеса, которые обеспечивают требуемое снижение температуры металла лопаток при минимально возможном расходе охладителя. При этом расход воздуха обычно оценивают относительной величиной $g_{m\,\text{охл}} = G_{m\,\text{охл}}/G_{m\,\text{в}}$. Минимизация расхода охладителя обеспечивает наименьшее вредное влияние введения охлаждения на параметры турбины и установки.

Указанная задача не имеет однозначного решения, поскольку сложно оценить температурные пределы применения различных схем внутреннего воздушного охлаждения, так как определенный уровень температуры $T_{\text{с}}$ лопатки при заданной температуре $T_{\text{г}}^*$ газа может быть обеспечен при применении не одной, а нескольких различных схем охлаждения, расход воздуха в которых может быть различен. Чем меньше $g_{m\,\text{охл}}$ при определенных уровнях $T_{\text{г}}^*$ и $T_{\text{с}}$, тем экономичнее при прочих равных условиях система охлаждения.

Одно из понятий экономичности, или эффективности, воздушного охлаждения было введено в п. 8.2 в виде $\theta = (T_{\text{г}}^* - T_{\text{с}})/(T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл}}^*)$, где $T_{\text{охл}}^*$ — температура охлаждающего воздуха при входе в лопатку (или на каком-либо ее участке).

Чем интенсивнее процесс теплоотдачи, тем при меньшем относительном расходе воздуха достигается охлаждение лопатки в заданных температурных условиях. Значение θ при заданном значении $g_{m\,\text{охл}}$ будет тем больше, чем совершеннее, с позиции охлаждения, конструкция лопатки и форма обводов ее профильной части, чем больше отношение площадей поверхностей теплообмена с воздушной стороны к газовой и чем эффективнее способы интенсификации теплообмена с воздушной стороны.

В п. 8.2 отмечалось, что величина θ может быть выражена через коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{охл}}$ со стороны охлаждающего воздуха и $\alpha_{\text{г}}$ со стороны газа, а также через коэффициент формы $K_{\text{ф}}$, который учитывает отличие температуры лопатки (или какого-либо ее участка) от температуры тонкой и плоской стенки (см. формулы (8.23) и (8.25)).

Эти выражения для θ удобны при сравнении интенсивности охлаждения различных лопаток. Они позволяют определять температуру рассматриваемого участка лопатки для заданного режима работы турбины (с температурой газа $T_{\text{г}}^*$ и температурой охлаждающего воздуха $T_{\text{охл}}^*$). Чем выше значения θ, тем температура $T_{\text{с}}$ меньше отличается от температуры охлаждающего воздуха, следовательно, тем лучше охлаждается лопатка.

В п. 8.2 отмечалось также, что коэффициент θ обычно представляют графической зависимостью от отношения массовых расходов охлаждающего воздуха $G_{\text{охл}}$ и газа $G_{\text{г}}$, а на рис. 8.2 представлены графики эффективности охлаждения срединных участков профилей и лопаток различных конструкций.

Зависимости $\theta = \theta(g_{m\,\text{охл}})$ строят и для условных средних значений $\overline{\theta}$ (соответствующих средним *условным* значениям $T_{\text{с}}$, которые не могут характеризовать тепловое состояние лопатки), применяемых для самой общей оценки эффективности охлаждения, и для значений θ, соответствующих значениям $T_{\text{с}}$ на участках спинки, вогнутой части и кромок лопатки.

Так, проведены эксперименты и получены зависимости $\theta = \theta(g_{m\,\text{охл}})$ для четырех различных схем течения охлаждающего воздуха в лопатках при одинаковых геометрических и режимных параметрах (рис. 9.1). При одинаковых наружных размерах лопаток рассматривались следующие схемы лопаток и течения охлаждающего воздуха в них.

I. С многочисленными радиальными охлаждающими каналами малого диаметра у поверхности лопатки и с выдувом воздуха через отверстия в задней кромке, расположенные с шагом в два диаметра, из одного канала овального сечения.

II. С турбулизаторами — штырьками, расположенными в шахматном порядке, и с радиальной схемой течения воздуха.

III. Аналогичная схеме II, но с охлаждением выходной кромки через отверстия малого диаметра с шагом в два диаметра и с выпуском части воздуха на вогнутой поверхности лопатки вблизи выходной кромки.

IV. Дефлекторного типа со струйным охлаждением входной кромки с выпуском всего охлаждающего воздуха через отверстия малого диаметра с шагом в два диаметра вблизи выходной кромки на вогнутой части профиля.

Основные параметры и некоторые геометрические характеристики решеток следующие: при выходе число $M_2 = 0,8$; по параметрам на выходе число $Re_2 = (3,25 \ldots 7,0) \cdot 10^5$; температура газа $T_г^* = 600 \ldots 1200$ К; отношение температуры воздуха при входе в лопатку к температуре газа $T_{охл}^*/T_г^* = 0,25 \ldots 0,75$; отношение максимальной толщины профиля к длине хорды 0,194; отношение шага к хорде 0,712; длина хорды 82,5 мм. Из графиков на рис. 9.1, построенных для одного из режимов, следует, что охлаждение входной кромки малоэффективно при схемах I–III.

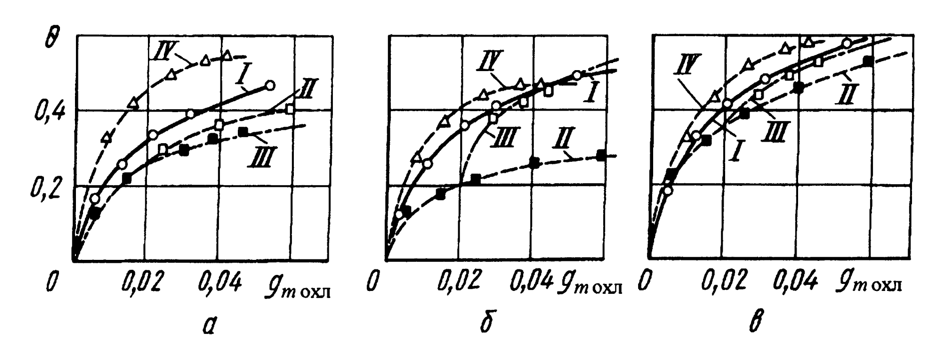


Рис. 9.1. Графики зависимостей относительной глубины охлаждения θ участков лопаток с конвективным воздушным охлаждением от относительного расхода $g_{m\,охл}$ охлаждающего воздуха ($Re_{г2} = 7 \cdot 10^5$; $M_2 = 0,8$; $T_{охл}/T_г = 0,5$):

а – входная кромка; *б* – выходная кромка; *в* – среднее значение θ для всего профиля

Эффективность охлаждения возрастает от входной кромки к средней части профиля и снова уменьшается к выходной кромке. Наибольшая эффективность охлаждения входной кромки получена при лопатке дефлекторного типа. Наименьшая эффективность охлаждения получена для лопатки по схеме III (относительный расход воздуха, текущего в радиальном направлении, в этом случае $g_{m\,\text{охл.рад}} = 0,02$, через выходную кромку вытекает относительное количество воздуха $g_{m\,\text{охл}} - g_{m\,\text{охл.рад}} = g_{m\,\text{охл}} - 0{,}02$). Наименьшую эффективность охлаждения выходной кромки имеет лопатка штырькового типа (схема II). Вместе с тем при дополнительном охлаждении выходной кромки (схема III) даже малое количество воздуха приводит к значительному повышению θ. Применение дефлектора обеспечивает достаточно высокую эффективность охлаждения и кромок, и средней части профиля.

Другие характеристики для оценки систем охлаждения представляют в виде зависимостей безразмерных отношений разностей температур $\theta_1 = (T_\text{с} - T^*_\text{охл})/(T^*_\text{г} - T^*_\text{охл})$ или $\theta_2 = (T^*_\text{г} - T_\text{с})/(T_\text{с} - T^*_\text{охл})$ от относительного расхода охлаждающего воздуха $g_{m\,\text{охл}}$. Параметры θ, θ_1 и θ_2, как и их зависимости от $g_{m\,\text{охл}}$, используют в основном для сравнения различных вариантов систем охлаждения, испытанных на одной и той же турбине при одинаковых режимных параметрах.

С помощью параметров θ, θ_1 и θ_2 и их модификаций при одинаковых температурах $T^*_\text{г}$ и $T^*_\text{охл}$ и сходственных участках лопаток удобно сравнивать различные конструктивные схемы, конструктивное исполнение охлаждения, а не эффективность систем охлаждения в целом. Одних оценок эффективности схем охлаждения по относительным параметрам θ, θ_1 и θ_2 и по месту отбора охлаждающего воздуха недостаточно для сравнения эффективности по следующим причинам.

Значения $g_{m\,\text{охл}}$ по-разному влияют на КПД и мощность двигателя с различными системами охлаждения. Для турбин с открытыми воздушными системами охлаждения стремятся уменьшить $g_{m\,\text{охл}}$. Однако для турбин с воздушными замкнутыми или полузамкнутыми системами расходы воздуха не оказывают такого сильного влияния на КПД двигателя.

Оценка по относительным параметрам не позволяет учитывать потери, свойственные любой системе охлаждения и различные, например, для открытых и полузамкнутых систем, при прочих одинаковых условиях.

Ограниченность оценок систем охлаждения по относительным параметрам проявляется в том, что они удобны для сравнения только схем с однотипным, например воздушным, охлаждением. При жидкостном охлаждении могут получаться высокие значения $\theta = 0,7\ldots0,75$, если по аналогии с воздушным охлаждением принимать $\theta = (T_{\text{г}}^* - T_{\text{с}})/(T_{\text{г}}^* - T_{\text{ж.вх}})$, где $T_{\text{ж.вх}}$ — температура охлаждающей жидкости при входе в систему охлаждения.

Тем не менее высокие значения θ в этом случае не позволяют сделать определенный вывод об эффективности установки с жидкостной, например водяной, системой охлаждения, поскольку технологические трудности, а также сложности обеспечения надежной работы такой системы охлаждения ограничивают ее применение.

Вследствие этого рассматривают более общие характеристики эффективности систем охлаждения, позволяющие сравнивать как однотипные, так и разнотипные схемы и системы охлаждения.

Наиболее полной оценкой эффективности любой системы охлаждения можно считать степень приближения параметров ГТД с данной системой охлаждения к параметрам гипотетического ГТД с той же начальной температурой газа, но без охлаждения (абсолютная эффективность) либо соотношение КПД и удельной мощности двигателя с двумя или несколькими сравниваемыми системами (относительная эффективность). Такие определения эффективности систем охлаждения могут служить основой для полного технико-экономического сравнения ГТД с рассматриваемыми системами охлаждения.

Другими важными показателями при сравнении и выборе системы охлаждения служат простота конструкции, масса охлаждаемых элементов конструкции, технологичность, надежность в работе и др. Введение таких показателей позволяет корректировать сравнение. Например, пористое охлаждение, наиболее целесообразное с позиции теплофизики среди открытых воздушных систем охлаждения, пока еще не находит широкого применения вследствие технологических трудностей изготовления и недостаточно проверенной надежности в рабочих условиях. При переходе от лопаток с пористыми оболочками к лопаткам с многослойными проницаемыми стенками заметно уменьшается тепловая эффективность конструкции, но обеспечиваются большая технологичность и надежность.

Для оценки абсолютной или относительной эффективности воздушных систем охлаждения на этапе предварительных расчетов

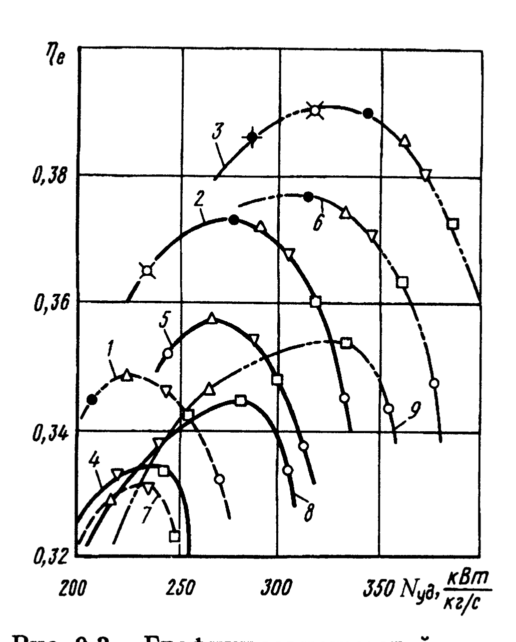


Рис. 9.2. Графики зависимостей для определения эффективности различных воздушных систем охлаждения лопаток турбин:
1 – $T_г$ = 1370 К, без охлаждения; *2* – $T_г$ = 1470 К, без охлаждения; *3* – $T_г$ = 1570 К, без охлаждения; *4* – $T_г$ = 1370 К, полузамкнутая система охлаждения (ПЗСО); *5* – $T_г$ = 1470 К, ПЗСО; *6* – $T_г$ = 1570 К, ПЗСО; *7* – $T_г$ = 1370 К; *8* – $T_г$ = 1470 К; *9* – $T_г$ = = 1570 К, открытая система охлаждения

определяют в первом приближении расходы воздуха на охлаждение (например, как показано ранее, оценивают потери в турбине и двигателе из-за охлаждения, определяют КПД турбины с разными системами охлаждения, находят КПД η_e и удельную мощность $N_{уд}$ двигателя обычными методами). В результате получают зависимости (рис. 9.2), которые с учетом технологичности, сложности и других перечисленных выше факторов позволяют оценивать эффективность той или иной системы охлаждения в требуемом диапазоне значений $T_г^*$ и $\pi_к$.

9.2. Основные положения конструирования охлаждаемых лопаток газовых турбин

Конструирование охлаждаемых лопаток турбин — сложный и трудоемкий процесс получения геометрических размеров каналов охлаждения, включающий в себя ряд этапов, на каждом из которых

происходит совершенствование конструкции. Этот процесс обычно сопровождают серией газодинамических, тепловых и прочностных расчетов с последовательным сужением области варьирования формы и размеров элементов лопатки и системы охлаждения в целом и в то же время повышением качества и сложности расчетных моделей. Параллельно с расчетами обычно проводят экспериментальные исследования для уточнения расчетных моделей. Целью конструирования является поиск конструктивного варианта, обладающего оптимальными значениями выбранных критериев качества (в первую очередь эффективности), учитывающих требования газовой динамики, прочности, надежности и технологии. Задачу конструирования системы охлаждения с учетом изложенных требований решают при следующих условиях:

заданных форме и размерах наружного контура лопатки;

заданных газодинамических характеристиках внешнего газового потока (полей давления, температуры, скорости) без учета возможного выдува воздуха на внешнюю поверхность лопатки;

заданных действующих нагрузках на лопатку от сил инерции и газовых сил.

Рассматриваемая задача в общем виде является многопараметрической и многокритериальной. Число одновременно варьируемых параметров даже в выбранной принципиальной схеме охлаждения может достигать нескольких десятков. Формирование обобщенного критерия качества в виде, предложенном учеными МАИ,

$$\Phi_\Sigma(Y) = \sum_{V=1}^{V} \xi_V \Phi_V(Y) \tag{9.1}$$

(ξ_V — весовые характеристики локальных критериев $\Phi_\Sigma(Y)$), позволяющего решить задачу о поиске глобального оптимума, не представляется возможным ввиду отсутствия объективной информации о весовых характеристиках критериев качества, входящих в обобщенный критерий.

В настоящее время на практике в большинстве случаев процесс конструирования системы охлаждения (отметим, как и в решении большинства инженерных задач) завершают выработкой компромиссного варианта, который удовлетворяет предъявляемым требованиям, но не обеспечивает оптимальное значение (или оптимальные значения) критериев качества. Причиной этого является недостаточная автоматизация процесса конструирования, в связи с чем

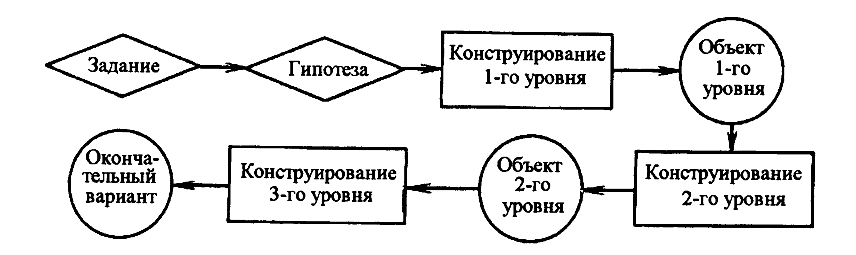


Рис. 9.3. Принципиальная схема конструирования системы охлаждения лопаток турбин

этот процесс занимает значительное время, а расчетные модели (как следует из изложенного в предыдущих параграфах), не всегда совершенны и зачастую определяются субъективными представлениями разработчика о физических процессах, протекающих в элементах систем охлаждения. Поэтому для выбора рационального варианта конструкции охлаждаемой лопатки необходим процесс ее доводки, включающий значительный комплекс экспериментальных исследований, в том числе исследования моделей лопатки и системы охлаждения в целом.

Конструирование предусматривает разработку метода, а также комплекса алгоритмов и машинных программ для его выполнения. В общем виде автоматизированный процесс конструирования систем охлаждения лопаток турбин можно рассмотреть в виде принципиальной схемы, предложенной М.Н. Галкиным, Б.М. Галицейским и другими (рис. 9.3), которая включает три уровня конструирования.

На *первом уровне* конструирования, когда принципиальная схема охлаждения не известна, осуществляют ее выбор, включающий выбор геометрических параметров тракта охлаждения. Поскольку существует множество систем охлаждения лопаток, необходимо разработать универсальную модель этой системы. Она может быть построена с учетом приведенной в главе 5 классификации схем охлаждения лопаток. Такая модель представляет собой набор конструктивных схем, из которого посредством задания определенной исходной информации можно реализовать любую из рассматриваемых схем охлаждения, а также любую их комбинацию.

Степень сложности математического описания физических процессов зависит от того, на каком уровне осуществляют процесс конструирования. В связи с большим количеством итераций на этапе

выбора рационального варианта целесообразно использовать оперативные приближенные математические модели, которые характеризуются высоким быстродействием, но пониженной точностью. Результаты, полученные на *первом уровне* конструирования, могут являться исходной информацией для изготовления экспериментальных моделей, по которым окончательно отрабатывают объект первого уровня, т.е. вариант системы охлаждения, являющийся исходным для конструирования системы охлаждения второго уровня.

На *втором уровне* конструирования объект исследования в основном определен, т.е. схема охлаждения уже выбрана и она в дальнейшем принципиально не изменяется: дорабатывают лишь некоторые геометрические параметры тракта охлаждения. На этом уровне используют более совершенные математические модели, описывающие физические процессы.

Гидравлическая модель лопатки должна в достаточной мере качественно и количественно отражать сложную структуру распределения расхода охлаждающего воздуха в тракте охлаждения. Тепловая модель должна быть построена на основе двух- и трехмерного распределения тепловых потоков в стенке лопатки. Допускают использование средних значений коэффициентов теплоотдачи, полученных экспериментально в лабораторных условиях для характерных участков тракта охлаждения, отличающихся различными способами интенсификации теплообмена.

В результате расчетных и экспериментальных работ, выполненных на втором уровне конструирования, создают объект, который может быть основой для изготовления опытного образца лопатки. Изготовленная опытная лопатка является исходным объектом для третьего уровня конструирования лопатки.

Третий уровень конструирования включает не только экспериментальные исследования, позволяющие доработать лопатку, но и разработку комплекса алгоритмов и программ для определения локальных значений коэффициентов теплоотдачи в каждой точке внутренней и внешней поверхностей лопатки. В процессе конструирования выполняют экспериментальную проверку основных параметров и корректирование некоторых геометрических характеристик, а результатом работ на этом уровне является окончательный вариант системы охлаждения лопатки.

Основу первого уровня конструирования составляет универсальная математическая модель охлаждаемой лопатки, которая включает:

функциональные ограничения геометрических параметров, обеспечивающие требования технологии;

методику расчета целевых функций (критериев качества), характеризующих основные требования газовой динамики и прочности;

методику поиска варианта рациональной системы охлаждения, в наибольшей степени удовлетворяющего конструктора.

В качестве целевых функций можно использовать два критерия качества, один из которых Φ_4 учитывает степень согласования заданных (из условия прочности) и реализуемых в процессе поиска температурных полей лопатки, а другой Φ_3 представляет собой относительный расход воздуха на охлаждение. Методика расчета первого критерия качества базируется на решении системы уравнений, описывающей распределение охлаждающего воздуха в разветвленной гидравлической системе охлаждения. Методика поиска рационального варианта системы охлаждения включает в себя алгоритм варьирования (перебора) основных геометрических параметров и построение таблиц (или графиков) результатов испытаний, позволяющих конструктору выбрать удовлетворяющий его вариант.

Структурная схема первого уровня конструирования тракта охлаждения включает в себя следующие блоки (рис. 9.4):

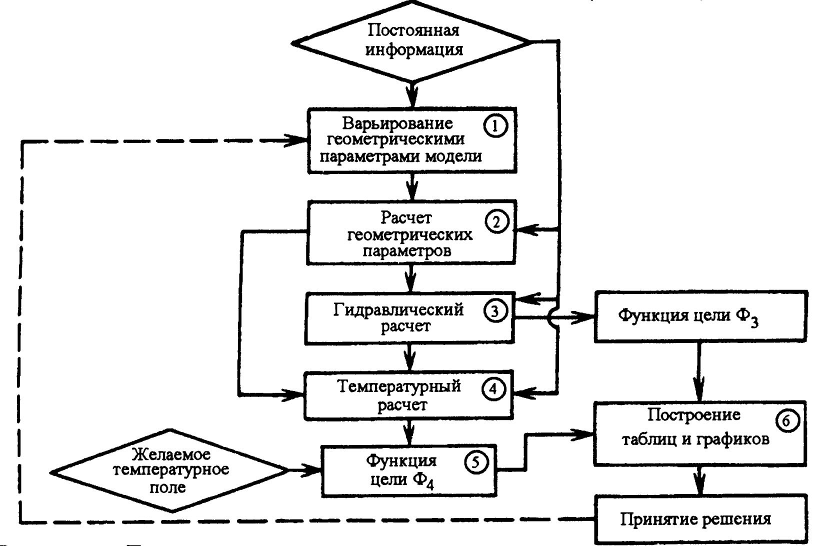


Рис. 9.4. Блок-схема первого уровня конструирования системы охлаждения лопатки турбины

блок поиска (*1*);

блок расчета геометрических параметров (*2*);

блок гидравлического расчета и вычисления целевой функции Φ_3 (*3*);

блок расчета распределения температуры в лопатке (*4*);

блок вычисления целевой функции Φ_4 (*5*);

блок построения таблиц и графиков (*6*).

Исходными данными для первого уровня конструирования являются геометрия наружного контура лопатки; распределение температуры, давления и скорости газа на наружной поверхности лопатки; давление и температура воздуха на входе в лопатку; желаемое температурное поле в сечениях лопатки, удовлетворяющее условиям прочности.

Последовательность процесса конструирования может быть следующей. Вначале конструктор на основе имеющегося опыта выбирает схему охлаждения лопатки, затем — геометрические параметры, характеризующие данную схему охлаждения, которые будет варьировать с целью поиска оптимального варианта, и назначает диапазон их варьирования. Далее проводит вычисления целевых функций для каждого варианта, строит поле исследованных вариантов в координатах (Φ_3, Φ_4) и осуществляет выбор наиболее удовлетворительного варианта. Если окажется, что эффективность выбранной схемы охлаждения не достаточна, то конструктор осуществляет переход на более сложную и эффективную схему охлаждения, и процесс повторяется до тех пор, пока не будет получен вариант системы охлаждения, удовлетворяющий конструктора.

При исследовании каждой схемы охлаждения можно более подробно рассмотреть область, прилегающую к границе оптимальных вариантов, посредством сужения границ варьирования геометрических параметров. Предварительно следует проанализировать варианты, лежащие вблизи границы.

На втором уровне конструирования необходимо учитывать не только температурное состояние лопатки, но и ее напряженное состояние с учетом действия термических напряжений, вызванных неравномерным температурным полем в сечениях лопатки. В качестве целевых функций на этом уровне конструирования целесообразно использовать относительный расход воздуха на охлаждение лопатки и минимальный местный запас прочности.

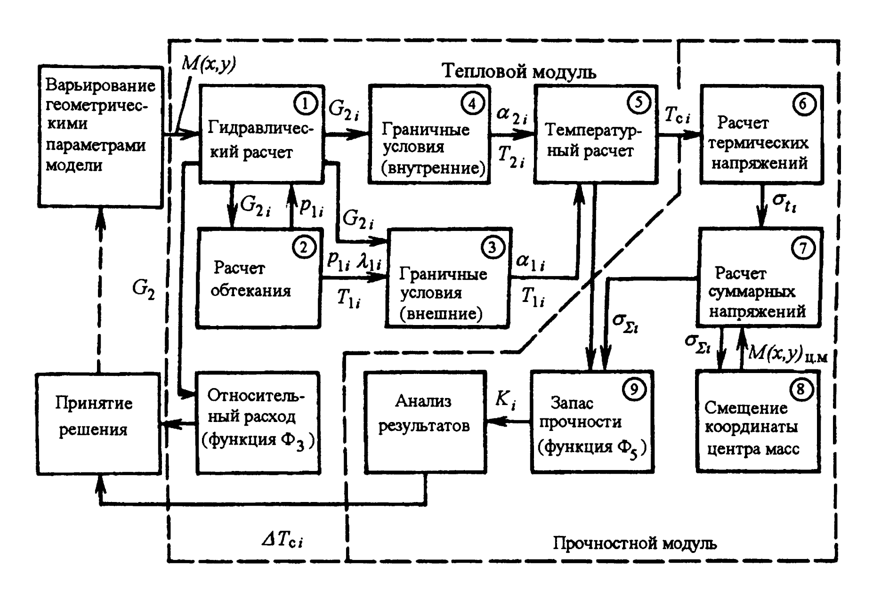


Рис. 9.5. Блок-схема второго уровня конструирования системы охлаждения лопатки турбины

Решение задачи конструирования в этом случае сводят к поиску экстремума одной из упомянутых целевых функций (при ограничении другой в определенных пределах) или к поиску компромиссного решения.

Блок-схема второго уровня конструирования системы охлаждения лопатки представлена на рис. 9.5. Она состоит из двух модулей — теплового и прочностного, каждый из которых включает в себя ряд блоков. На этом уровне конструирования изменение варьируемых параметров не должно приводить к существенному нарушению схемы охлаждения, принятой на первом уровне конструирования, а также к значительному изменению геометрических характеристик сечений лопатки. Варьируемыми параметрами могут быть некоторые геометрические размеры устройств для интенсификации теплообмена в каналах и организации заградительного охлаждения. Можно также варьировать положение центров масс различных сечений лопатки с целью компенсации термических напряжений, приводящих к изгибу лопатки. При этом следует иметь в виду, что в сечениях лопатки действуют изгибающие моменты, вызванные газодинамическими силами, которые обязательно надо учитывать.

Тепловой модуль (см. рис. 9.5) состоит из пяти блоков, каждый из которых выполняет самостоятельную функцию. Блок *1* — расчет

гидравлических параметров тракта охлаждения. Результаты расчета блока *1* используются в блоках *2* и *3* для расчетов обтекания лопатки и граничных условий теплообмена на внешней поверхности лопатки, а в блоке *4* — для расчета граничных условий теплообмена в каналах системы охлаждения, а также относительного расхода воздуха на охлаждение лопатки $\Phi_3 = G_2/G_1$, где G_2 — суммарный расход воздуха на охлаждение лопатки; G_1 — расход воздуха через компрессор двигателя.

Блок *5* расчета температурных полей в сечениях лопатки позволяет определять двухмерное стационарное температурное состояние в сечениях лопатки.

Прочностной модуль второго уровня конструирования включает в себя четыре блока. Блок *6* расчета термических напряжений используют для определения термических напряжений в сечениях лопатки, вызванных неравномерным температурным полем. Исходная информация о температурном поле в сечении поступает из блока *5* теплового модуля. Блок *7* расчета суммарных напряжений позволяет дополнительно к термическим напряжениям определять напряжения, вызванные инерционными и газодинамическими нагрузками, и находить суммарные напряжения от всех действующих факторов. Дополнительно к информации, поступающей из блока *6*, в качестве исходной информации используют газодинамические нагрузки, частоту вращения ротора, характеристики материала лопатки и некоторые ее геометрические параметры. Блок *8* компенсации изгибных нагрузок предусматривает возможность варьирования положения центра масс в каждом сечении лопатки с целью компенсации действующих изгибных напряжений от газодинамических и термических нагрузок.

Блок *9* расчета запасов прочности позволяет определить распределение этого параметра в сечениях лопатки и выявить его минимальное значение, которое и является целевой функцией Φ_5. Информация в этот блок поступает из блока *7* прочностного модуля в виде суммарных напряжений и из блока *5* теплового модуля в виде значений температуры, с помощью которых определяются характеристики длительной прочности материала лопатки.

На основе анализа полей запасов прочности в сечениях лопатки конструктор может корректировать температурные поля в сечениях лопатки. Располагая значениями целевых функций Φ_3 и Φ_5, а также

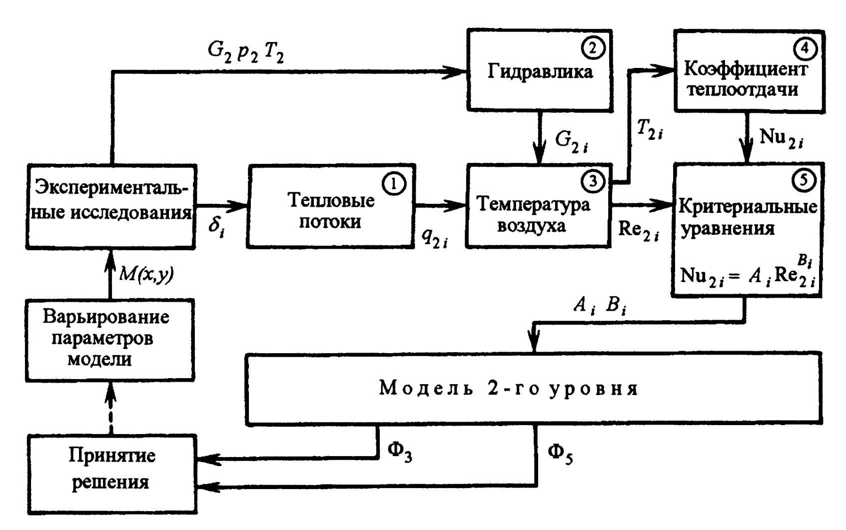


Рис. 9.6. Блок-схема третьего уровня конструирования системы охлаждения лопатки турбины

информацией о температурном поле в сечении лопатки, конструктор может получить ряд новых вариантов лопатки.

В целях получения окончательного варианта системы охлаждения лопатки целесообразно на третьем уровне конструирования провести уточнение ее геометрических параметров (рис. 9.6). На этом уровне конструирования используют экспериментальный модуль, включающий установку для тепловых испытаний и пять вычислительных блоков. С помощью этого модуля можно уточнить полученные на втором уровне конструирования локальные тепловые характеристики системы охлаждения, которая представляет собой опытный образец лопатки.

Блок *1* позволяет определять локальные значения тепловых потоков через внутреннюю поверхность лопатки в пределах участков тепловой модели лопатки, на которые ее условно разбивают с целью последующего определения температуры воздуха в тракте охлаждения на режимах, соответствующих условиям эксперимента.

Блок *2* необходим для определения расхода охлаждающего воздуха в каналах лопатки в условиях эксперимента. В отличие от аналогичного блока второго уровня он дополнен процедурой коррекции значений расхода воздуха на ветвях сети по результатам экспериментального измерения распределения расхода воздуха в каналах.

С помощью блока *3* в условиях эксперимента определяют массив значений температуры воздуха и критериев подобия в тракте охлаждения.

В блоке *4* определяют локальные значения коэффициентов теплоотдачи в каналах охлаждения лопатки в условиях эксперимента.

Блок *5* используют для нахождения критериальных зависимостей по теплообмену (коэффициентов теплоотдачи) в тракте охлаждения методом регрессионного анализа. Полученные в блоке *5* критериальные зависимости являются исходной информацией для аналогичного блока второго уровня конструирования, в котором вычисляют граничные условия теплообмена в каналах охлаждения в целях последующего определения температурных полей в сечениях лопатки на эксплуатационных режимах работы двигателя. Далее процесс третьего уровня конструирования осуществляется так же, как и процесс второго уровня конструирования.

Описанные уровни конструирования тракта охлаждения лопатки позволяют выбирать варианты систем охлаждения лопаток, близкие к оптимальным, и дают возможность конструктору значительно сократить последующие этапы доводки лопатки с соответствующим снижением материальных затрат.

Глава 10

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ И ДОВОДКИ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК

10.1. Экспериментальные исследования в процессе конструирования охлаждаемых лопаток

Экспериментальные работы, проводимые в процессе конструирования систем охлаждения, можно разделить на два основных вида:

исследования в целях уточнения гидравлической модели лопатки;

исследования в целях уточнения тепловой модели лопатки.

Объемы и содержание экспериментальных исследований достаточно хорошо отработаны и в значительной степени являются типовыми. Рассмотрим их в изложении, предложенном учеными МАИ и МАТИ.

10.1.1. Исследования в целях уточнения гидравлической модели лопатки

К исследованиям для уточнения гидравлической модели лопатки относятся:

исследования структуры потока в тракте охлаждения лопатки методом визуализации на прозрачных моделях;

исследования поля давлений воздуха в тракте охлаждения посредством зондирования модели лопатки приемниками давления;

исследования расходных характеристик лопаток на моделях и натурном двигателе.

Исследование структуры потока в тракте охлаждения лопатки методом визуализации целесообразно проводить для изучения распределения воздуха по каналам. Чаще всего исследования выполняют на специально изготовленных моделях из прозрачного материала. Для проведения визуализации течения в каналах натурных лопаток модель можно изготовлять следующим образом. Стенку лопатки со стороны спинки снимают на шлифовальном круге и посредством синтетического клея закрепляют прозрачную пластину из плексигласа толщиной 1 ... 2 мм, имитирующую снятую стенку. Для индикации течения используют жидкость, содержащую мелкие частицы твердого вещества, туман, дым, твердые частицы люминофоров, водно-жировую эмульсию и т.п.

Исследование поля давления воздуха в тракте охлаждения лопатки позволяет оценить правильность выбора значений коэффициентов гидравлического сопротивления на ветвях структурной сети расчетной гидравлической модели. Для этой цели осуществляют обследование лопатки с помощью приемников давления, которые устанавливают в характерных местах профильной части лопатки. Затем продувают ее воздухом на режиме, соответствующем расчетному, и измеряют давление воздуха на входе в лопатку и в местах зондирования. Сравнение измеренных значений давления воздуха с расчетными в выбранных местах позволяет либо подтвердить достоверность выбранной расчетной модели, либо провести ее уточнение. Интегральной характеристикой, определяющей качество выбранной расчетной гидравлической модели, является расходная характеристика лопатки, представляющая собой функциональную зависимость расхода воздуха через лопатку от отношения давления воздуха на входе в лопатку к давлению в месте его выдува. Расходную характеристику определяют на установке при различных значениях давления и температуры воздуха на входе в лопатку. Если лопатка имеет несколько мест выдува воздуха на профиле, то целесообразно выдув воздуха из каждого места осуществлять не в атмосферу, а в специально организованную магистраль, на выходе из которой устанавливают жиклер или кран для поддержания в ней необходимого давления, соответствующего давлению газа в данном месте на профиле лопатки. Проведенные в лабораторных условиях исследования позволяют идентифицировать расчетную гидравлическую модель и натурную лопатку. Однако для полной идентификации необходимо добиться соответствия граничных параметров (давления и температуры воздуха на входе в лопатку и давления газа в месте выдува)

расчетным значениям. Для этой цели измеряют эти параметры на двигателе.

Применительно к статору турбины организация измерения перечисленных параметров не вызывает серьезных технических затруднений. Измерение давления осуществляют приемниками давления — трубками малого диаметра, а температуры воздуха — термопарами. Достоверность такого эксперимента в основном определяется качеством технологии измерений, которая должна исключать воздействие соответствующих датчиков на структуру течения и обеспечивать надежность измерений в процессе проведения эксперимента.

Технология измерения этих параметров на роторе турбины связана с дополнительными техническими трудностями, вызванными необходимостью вывода сигнала с датчиков давления или термопар, расположенных на вращающемся элементе ротора. Передачу сигнала, в частности с термопар, в таких случаях осуществляют с помощью токосъемников различного типа.

На практике при *термометрировании элементов турбины* чаще всего используют контактные ртутные или щеточные токосъемники, а также бесконтактные токосъемники.

На рис. 10.1 приведена принципиальная схема контактного токосъемника для термометрирования ротора турбины. Термоэлектродные провода *5* термопар, расположенных, например, на лопатках *6* турбины, прокладывают по диску к оси ротора и затем по валу к клеммнику *4* токосъемника. Здесь осуществляют подсоединение термоэлектродных проводов к медным коммутационным проводам

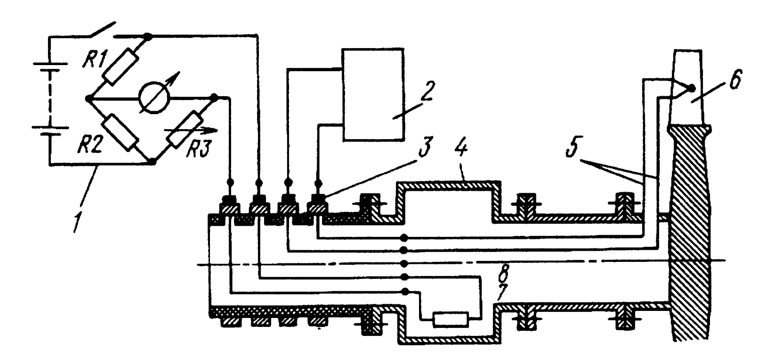


Рис. 10.1. Принципиальная схема контактного токосъемника:

1 – четырехплечий мост; *2* – осциллограф; *3* – щетки токосъемные; *4* – вращающийся клеммник; *5* – термоэлектроды; *6* – лопатка турбины; *7* – термистор; *8* – коммутационные провода

8 токосъемника. Сигнал с ротора на статор передается контактным способом (либо через щетки *3*, либо через жидкометаллический элемент), и затем сигнал поступает на регистрирующий прибор (осциллограф *2*). Поскольку соединение термоэлектродных и медных проводов является спаем, то в месте соединения измеряют температуру с помощью термометра сопротивления (термистора *7*) и связанного с ним уравновешенного четырехплечего моста *1*.

В некоторых случаях, например в многовальных ГТД, использование контактных токосъемников затруднительно, поэтому передачу сигналов можно осуществлять с помощью бесконтактных токосъемников.

На рис. 10.2 приведена принципиальная схема бесконтактного токосъемника индукционного типа. Он включает в себя вращающийся с ротором диск *9* с размещенными в нем рабочими катушками *4*, к каждой из которых подсоединяют термоэлектродные провода *7* от термопары на лопатке *8* турбины. ЭДС термопары образует ток в цепи, создающий магнитное поле вокруг катушки *4*. В статоре *5* расположена система катушек *6*, в которой индуцируется сигнал от проходящей мимо нее вращающейся катушки.

Сигнал пропорционален току в рабочей катушке, который регистрируется осциллографом *1* через систему усилителей сигналов *2*, *3*. Система синхронизации обеспечивает соответствие развертки осциллографа угловому положению ротора. Значение сигнала определяют размещением вращающейся контрольной термопары

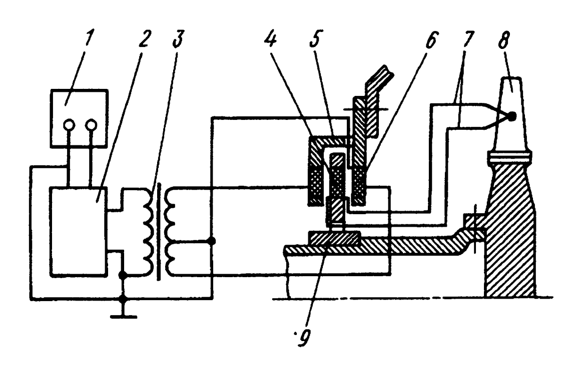


Рис. 10.2. Принципиальная схема бесконтактного токосъемника:

1 – осциллограф; 2, *3* – усилители сигналов; *4* – вращающаяся катушка; *5* – статор; *6* – неподвижная катушка; 7 – термоэлектроды; *8* – лопатка турбины; *9* – вращающийся диск

на диске турбины и ответной неподвижной термопары рядом на элементе статора. Температуру в i-й точке определяют согласно соотношению $T_i = E_i \frac{T_{\text{к.н}}}{E_{\text{к.вр}}}$, где E_i — сигнал i-й термопары; $T_{\text{к.н}}$ — температура контрольной неподвижной термопары с поправкой на скорость вращения ротора; $E_{\text{к.вр}}$ — сигнал с вращающейся контрольной термопары.

Измерение давления в каналах ротора можно осуществлять с помощью датчиков перепада давлений, которые предназначены для преобразования линейного перемещения мембраны, расположенной между индуктивными обмотками, в электрический сигнал. Датчик располагают на оси вращения ротора; к нему подсоединяют трубку приемника давления, в которой находится воздух, и измеряют его давление. Электрический сигнал с датчиков передают на статор через токосъемник (типа показанного на рис. 10.1). Давление в i-й точке ротора определяют по формуле $p_i = (\Delta p + p_0)\exp\left(\frac{u_i^2}{2RT}\right)$, где Δp — показание датчика; p_0 — давление у открытого конца датчика; u_i — скорость вращения на данном радиусе ротора; R — газовая постоянная; T — средняя температура в подводящей трубке.

10.1.2. Исследования в целях уточнения тепловой модели лопатки

Уточнение расчетной тепловой модели лопатки можно произвести по результатам следующих экспериментальных исследований:

определения локальных коэффициентов теплоотдачи в каналах охлаждения методом калориметрирования в кристаллизующемся цинке;

определения коэффициентов теплоотдачи в каналах охлаждения с помощью жидких кристаллов или тепловизора;

определения поля коэффициентов теплоотдачи на внешней поверхности лопатки с помощью альфа-калориметров;

исследования эффективности охлаждения лопаток посредством термометрирования при продувке пакета натурных лопаток на лабораторном стенде;

измерения полей температуры газа на сопловых и рабочих лопатках натурного двигателя;

термометрирования лопаток на натурном двигателе посредством термопар, оптических пирометров, термоиндикаторов и кристаллических измерителей температур (ИМТК — измеритель максимальных температур кристаллический).

Метод экспериментальной оценки интенсивности теплоотдачи в каналах охлаждения лопаток посредством калориметрирования в жидкометаллическом термостате разработан и доведен до широкого применения в МГАТУ (МАТИ) — Московском государственном авиационном технологическом университете им. К.Э. Циолковского. Метод позволяет сравнительно просто получать характеристики теплоотдачи охлаждающему воздуху. При этом методе лопатку погружают в тигель с расплавленным перегретым чистым высокотеплопроводным металлом, где ее прогревают до одинаковой с расплавом температуры и выдерживают до тех пор, пока вся система не примет температуру, равную температуре кристаллизации. Затем через подводящую магистраль лопатку продувают воздухом таким образом, чтобы он не поступал из нее в расплав. По истечении времени $t = 10 \dots 20$ с после начала продувки лопатку вынимают из тигля. За это время на наружной поверхности лопатки "намораживается" корка металла, которая в каждой точке имеет свою толщину $\delta_{\text{к}}$, пропорциональную удельному тепловому потоку в данной точке. Для кристаллизации чистых металлов характерна малая глубина охлаждения (доли градуса), что позволяет использовать расплав как изотермический нагреватель с высокими скоростями роста кристаллов и образованием четко выраженной границы раздела фаз.

Наиболее благоприятные свойства для этой цели имеет чистый цинк с температурой плавления $T_{\text{к}} = 692,4$ К, теплопроводностью $\lambda = 113$ Вт/(м·К) и теплотой кристаллизации $r = 100,9$ кДж/кг.

На рис. 10.3 приведена принципиальная схема установки для калориметрирования лопаток турбин. Она состоит из тигля *11* с расплавленным цинком *10*; исследуемой лопатки *12* с присоединенными к ней узлами *9, 13* подвода и отвода воздуха; трехходового клапана *8* для переключения подачи воздуха в лопатку либо в атмосферу; редуктора *14*, обеспечивающего неизменность гидравлических параметров в системе при переключении, а также системы средств измерения и подачи воздуха (*1–7, 15*).

Установка оборудована подъемным устройством, с помощью которого осуществляют перемещение лопатки в тигле. В процессе эксперимента измеряют расход воздуха на охлаждение лопатки, температуру воздуха на входе в лопатку и выходе из нее, давление воздуха на входе в лопатку и время продувки.

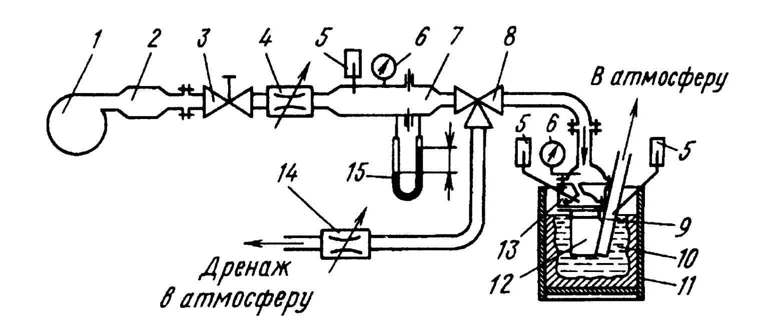


Рис. 10.3. Принципиальная схема экспериментальной установки для калориметрирования натурных лопаток турбин в цинковом тигле:

1 – компрессор; *2* – ресивер; *3* – вентиль: *4* – редуктор; *5* – датчик температуры воздуха; 6 – манометр; *7* – расходомер; *8* – трехходовой клапан; *9*, *13* – узлы подвода и отвода охлаждающего воздуха; *10* – расплавленный цинк; *11* – тигель; *12* – лопатка; *14* – редуктор; *15* – дифференциальный манометр

После окончания эксперимента образованную цинковую корку снимают с поверхности лопатки, осуществляют ее зондирование в необходимых сечениях и фотографирование. Толщину корки в каждой точке сечения лопатки определяют по нормали к внутренней образующей сечения; затем находят плотность теплового потока по формуле $q = \dfrac{\rho r(\delta_{\text{к}} \pm \delta_{\text{к}}^2/R)}{t}$, где знак плюс берут для выпуклой поверхности, а знак минус — для вогнутой. После нахождения распределения расхода воздуха в каналах охлаждения в условиях эксперимента можно оценить изменение температуры воздуха в каналах по формуле $T_{f2} = T_{f0} + \dfrac{q\Delta F_2}{c_p G_2}$, где T_{f0}, T_{f2} — температуры воздуха на входе в i-й элемент и выходе из него; q — плотность теплового потока через i-й элемент; c_p — удельная теплоемкость; ΔF_2 — площадь внутренней поверхности i-го элемента; G_2 — расход воздуха через i-й элемент.

Коэффициент теплоотдачи в j-й точке сечения можно определить по формуле Ньютона $\alpha_2 = q/(T_{c2} - T_{f2})$, где $T_{c2} = T_{\text{к}} - q\delta_j/\lambda_{\text{м}}$; $T_{\text{к}}$ — температура кристаллизации цинка, равная температуре поверхности; δ_j — толщина стенки лопатки в j-й точке; $\lambda_{\text{м}}$ — теплопроводность материала; T_{f2} — температура воздуха в j-й точке.

Для исследования локальных характеристик процесса теплообмена в каналах тракта охлаждения может быть использован неста-

ционарный метод нагрева лопатки, в основу которого положена теория регулярного режима. Этот метод позволяет оценить значения коэффициентов теплоотдачи в каналах лопаток с конвективно-пленочным охлаждением, в которых выдув воздуха осуществляется в различных зонах поверхности. Использование в этом случае метода калориметрирования в жидкометаллическом термостате затруднительно ввиду необходимости организации системы выводных коллекторов для выброса воздуха через расплав металла.

В качестве средства измерения поля температур на поверхности лопатки могут быть применены "жидкие" кристаллы, приобретающие определенную окраску, если их температура превышает значение температуры фазового перехода. Жидкие кристаллы наносят на наружную поверхность лопатки и затем в лопатку мгновенно подают подогретый воздух с температурой, превышающей температуру фазового перехода жидкого кристалла. На поверхности лопатки через определенный промежуток времени появляются пятна, цвет которых отличается от цвета основного фона, причем размеры пятен изменяются во времени, и в конечном итоге лопатка меняет свой цвет по всей поверхности.

В процессе эксперимента осуществляют многократное фотографирование поверхности с фиксацией момента времени съемки, отсчитываемого от начала эксперимента. В результате получают серию кадров с различным тепловым состоянием поверхности (рис. 10.4). Граница пятна на поверхности лопатки является изотермой с температурой фазового перехода кристаллов. Таким образом, для i-й точки поверхности лопатки с помощью фотоснимков может быть определен момент времени $t_{пер}$ прохождения через нее изотермы. Далее оценка коэффициента теплоотдачи может быть выполнена по следующей методике.

Избыточная температура в i-й точке лопатки в условиях регулярного режима в момент времени $t_{пер}$ равна

$$\Delta T_i = \Delta T_{0i} e^{-m t_{пер}},$$

где $\Delta T_i = T_{пер} - T_н$; $\Delta T_{0i} = T_{кон} - T_н$; $T_{пер}$ — температура фазового перехода кристаллов; $T_н$ — начальная температура поверхности лопатки, равная температуре окружающей среды; $T_{кон}$ — конечная температура лопатки, практически равная температуре воздуха, поступающего в лопатку.

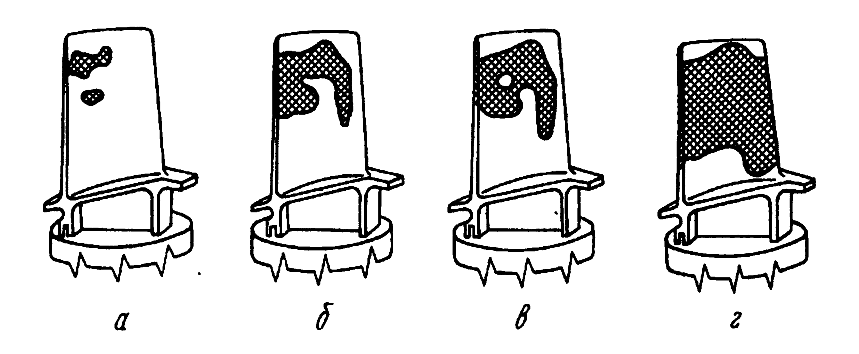


Рис. 10.4. Результаты измерения температурного поля лопатки посредством жидких кристаллов:
а – $t = 4,6$ с; *б* – $t = 5,2$ с; *в* – $t = 6$ с; *г* – $t = 8$ с

Темп регулярного режима, определяемый из данного выражения, представляет собой величину, обратную постоянной времени в i-й точке, и может быть записан в следующем виде:

$$m = \frac{\alpha F \psi}{\rho c V},$$

где α — коэффициент теплоотдачи в данной точке внутренней поверхности лопатки; F — площадь поверхности элемента лопатки; ψ — коэффициент неравномерности, равный отношению средних избыточных температур на поверхности и по объему элемента лопатки; ρ — плотность материала лопатки; c — теплоемкость материала лопатки; V — объем элемента лопатки.

При значении критерия Bi, стремящемся к нулю, коэффициент неравномерности $\psi = 1$. Тогда и коэффициент теплоотдачи можно определить по значению темпа регулярного режима:

$$\alpha = \frac{m \rho c V}{F}.$$

При использовании этого метода теплообменом между наружной поверхностью лопатки и окружающей средой можно пренебречь, а модель передачи теплоты считать одномерной. Поэтому данный метод позволяет сделать только приближенные оценки.

10.2. Экспериментальные исследования теплообмена на поверхности лопатки

Для определения коэффициентов теплоотдачи на внешней поверхности лопатки могут быть использованы как стационарные, так и нестационарные методы исследования.

Кроме описанных выше методов определения коэффициентов теплоотдачи (калориметрирование в кристаллизующемся цинке, метод с применением жидких кристаллов) с целью уточнения тепловой модели лопатки, разработаны и применяются в экспериментальной практике большое количество других методов определения коэффициентов теплоотдачи в *стационарных условиях*. Эти методы можно разделить на две группы: методы, основанные на изменении энтальпии материала датчика, который встроен в лопатку со стороны наружной поверхности, и методы, основанные на решении обратной задачи теплопроводности.

Первая группа включает калориметрический и электрометрический методы. В обоих этих методах изменение энтальпии регистрируют по изменению температуры рабочего тела.

В *калориметрическом методе* при использовании в качестве рабочего тела жидкости или газообразного вещества плотность теплового потока рассчитывают по соотношению $q = Gc_p(\overline{T}_{\text{кон}} - \overline{T}_{\text{н}})/F$, где G — массовый расход рабочего тела; c_p — удельная теплоемкость рабочего тела; $\overline{T}_{\text{н}}$, $\overline{T}_{\text{кон}}$ — среднеинтегральные начальная и конечная температуры рабочего тела; F — площадь тепловоспринимающей поверхности. Коэффициент конвективной теплоотдачи $\alpha = q/(T^* - T_{\text{с}})$, где T^*, $T_{\text{с}}$ — температуры среды и стенки.

Из газообразных рабочих тел обычно используют воздух, из жидкостей — воду. Все измерения в этом случае осуществляют в стационарном режиме.

При использовании в качестве рабочего тела твердого вещества измерение теплового потока осуществляют в нестационарном режиме. Плотность теплового потока $q = c\rho\dfrac{V}{F}\dfrac{d\overline{T}}{dt} \approx c\rho\dfrac{V}{F}\dfrac{\Delta\overline{T}}{\Delta t}$, где c, ρ, V — теплоемкость, плотность и объем тепловоспринимающего твердого тела; $\Delta\overline{T}$ — изменение за время Δt среднеинтегральной температуры тела $\overline{T}$.

Тепловоспринимающий элемент конструктивно может представлять собой часть специального датчика теплового потока, основной

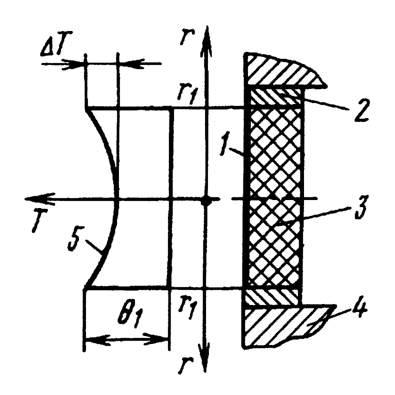


Рис. 10.5. Схема датчика с тонким диском для исследования теплоотдачи:
1 – тонкий диск; *2* – втулка; *3* – теплоизоляционный материал; *4* – исследуемая деталь; 5 – график изменения температуры по радиусу тонкого диска

деталью которого является тонкий диск или тонкостенный цилиндр; в качестве такого элемента могут применять также стенку самой исследуемой детали. Во всех случаях он должен быть достаточно тонким. Поэтому иногда этот метод называют *методом тонкого тела (тонкого элемента)*.

Схема датчика с тонким диском, разработанного Ю.И. Юнкеровым, дана на рис. 10.5. Тонкий диск *1*, изготовленный из термоэлектродного материала (например, из константана), прикреплен (припаян) по периферии к втулке *2* из термоэлектродного материала с высокой теплопроводностью (например, из меди). “Стакан”, образуемый тонким диском и втулкой, заполнен теплоизоляционным материалом *3*. На этом же рисунке представлен график (*5*) изменения температуры по радиусу диска.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha = (8\delta\lambda/r_1^2)\left[\sqrt{\theta_1/(\theta_1 - K\Delta T)} - 1\right],$$

где δ, λ, r_1 — толщина, теплопроводность, радиус материала тонкого диска; θ_1 — разность температур периферии диска и окружающей среды; $K = \Delta T_{\Delta r=0}/(\Delta T_{\Delta r})$ — коэффициент, учитывающий смещение Δr центрального термоэлектрода от геометрического центра тонкого диска ($K = 1$ при $\Delta r = 0$); ΔT — разность температур центра и периферии диска.

Метод тонкого тела прост и надежен в работе. Малая инерционность датчика позволяет быстро провести эксперимент. Предельная относительная погрешность определения коэффициентов теплоотдачи этим методом не превышает 15 %. Точность определения коэффициента теплоотдачи может быть повышена последовательным

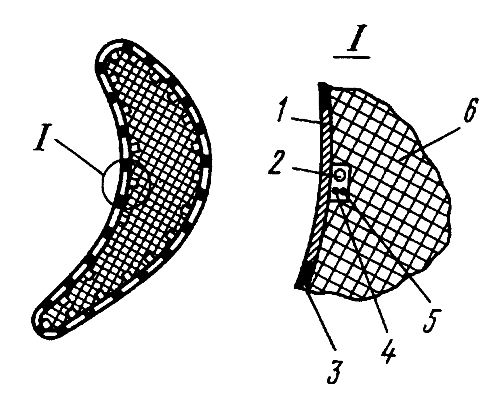


Рис. 10.6. Схема препарирования профиля турбинной лопатки при исследовании теплоотдачи электрометрическим методом:
1 – нагревательный элемент; 2 – провод для измерения напряжения; 3 – изолирующий материал между нагревательными элементами; 4, 5 – термопарные провода; 6 – лопатка, выполненная из теплоизоляционного материала

соединением цепи термоэлектродных проводов. Однако этот метод применим только для относительно крупных деталей.

При *электрометрическом методе* плотность теплового потока определяют по количеству электроэнергии, подводимой к нагревательным элементам. Точность этого метода существенно зависит от неучитываемых потерь теплоты. Поэтому он требует применения надежной теплоизоляции или охранных нагревателей. Перетечки теплоты между соседними измерительными секциями значительно снижаются при приблизительно постоянной температуре стенки лопатки. Такой способ исследования теплоотдачи реализован, например, при исследовании местных коэффициентов теплоотдачи на турбинных лопатках (рис. 10.6).

В тех случаях, когда условие постоянства температуры стенки выдержать не удается, для снижения перетечек теплоты нагревательный элемент выполняют из тонкой фольги, которую наклеивают на модель лопатки из малотеплопроводного диэлектрика. При этом вдоль тепловоспринимающей поверхности выдерживают условие постоянства плотности теплового потока.

В обоих случаях плотность теплового потока рассчитывают по соотношению $q = I^2R/F$, где I — сила электрического тока; R — сопротивление нагревательного элемента.

Электрометрический метод достаточно прост и имеет приемлемую для практики точность определения коэффициента теплоотдачи: предельные относительные погрешности определения α составляют не более 9 % при постоянной температуре стенки и не более 13 % при условии постоянства теплового потока.

В методах *второй группы* коэффициенты теплоотдачи определяют по измеренным в опытах значениям температуры детали. Из

рассматриваемой группы методов для деталей ГТД в стационарных условиях наибольшее распространение получили *градиентный метод* и *метод подбора (проб)*.

Градиентный метод основан на зависимости Фурье — Ньютона

$$\alpha = -\frac{\lambda_c(\partial T_c/\partial n)_{n=0}}{T^* - T_c},$$

где $(\partial T_c/\partial n)_{n=0}$ — градиент температуры в направлении нормали.

Расчет градиентов температуры выполняют по результатам определения температуры стенки вдоль наружного и внутреннего контуров лопатки.

Полученную в эксперименте информацию о распределении температуры по контурам лопатки используют после интерполяции для расчета температурного поля всего сечения и вычисления градиентов температуры на исследуемой поверхности.

Известны как аналитические методы расчета градиентов температур для тел простой формы без учета зависимости теплопроводности от температуры, так и численные, позволяющие определять градиенты температур на поверхностях тел сложной формы с учетом зависимости теплопроводности от температуры.

Градиентный метод удобен при исследовании теплоотдачи в сопловых турбинных решетках при сверхкритических перепадах давлений и в других деталях турбин. Он позволяет определять местные коэффициенты теплоотдачи с предельной относительной погрешностью не более 25 %.

Недостатком градиентного метода является необходимость заделки в лопатку большого количества термопар, что повышает трудоемкость подготовки и проведения опытов, а при малых размерах лопаток служит причиной искажения температурных полей.

Одной из разновидностей градиентного метода является *метод вспомогательной стенки*. Вспомогательную стенку изготовляют из материала с известной теплопроводностью. Ее препарируют термопарами для измерения перепада температур ΔT по толщине. Метод удачно реализован в датчиках теплового потока, которые просты по конструкции и надежны в эксплуатации.

При этом методе тепловой поток вычисляют по формуле $q = (\lambda/\delta)\Delta T$, где λ — теплопроводность материала, из которого изготовлена вспомогательная стенка; δ — ее толщина.

Кроме рассмотренных и некоторых других методов, относящихся к первой и второй группам, для экспериментального определения стационарных коэффициентов теплоотдачи используют еще ряд методов, в частности, широкое применение находит *метод регулярного теплового режима.*

Этот метод разработан Г.М. Кондратьевым и основан на изменении с течением времени логарифма разности между температурой в любой точке тела и температурой окружающей среды по линейному закону.

Местные коэффициенты теплоотдачи определяют с помощью цилиндрических вставок, боковая и торцевая (тыльная) поверхности которых теплоизолированы. Вставку можно рассматривать как вырезку из бесконечной плоской пластины, для которой процесс прогрева (охлаждения) описывают дифференциальным уравнением теплопроводности в одномерной постановке

$$\partial\vartheta/\partial t = a\partial^2\vartheta/\partial x^2 \qquad (0 \le x \le \delta),$$

где ϑ — избыточная температура (разность между температурой в какой-либо точке вставки и температурой среды); a — температуропроводность.

Схема датчика дана на рис. 10.7. Датчик состоит из медной цилиндрической вставки *1*, установленной в теплоизолирующую втулку *2*. Снаружи теплоизолирующая втулка охвачена медным охранным (компенсационным) кольцом *3*. Охранное кольцо вставлено в теплоизолирующий стакан *4*, который, в свою очередь, закреплен в исследуемой детали *5*. В центре медной цилиндрической вставки закреплен термопарный спай. Термопарные провода *6* отведены на тыльную сторону датчика через отверстие в центральной части теплоизолирующего стакана.

Если температура медной вставки отличается от температуры среды, то ее изменение во времени соответствует экспоненциальному

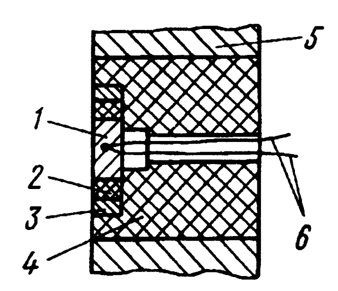


Рис. 10.7. Схема датчика для исследования теплоотдачи методом регулярного теплового режима:
1 – медная вставка; *2* – теплоизолирующая втулка; *3* – медное охранное кольцо; *4* – теплоизолирующий стакан; *5* – исследуемая деталь; *6* – термопарные провода

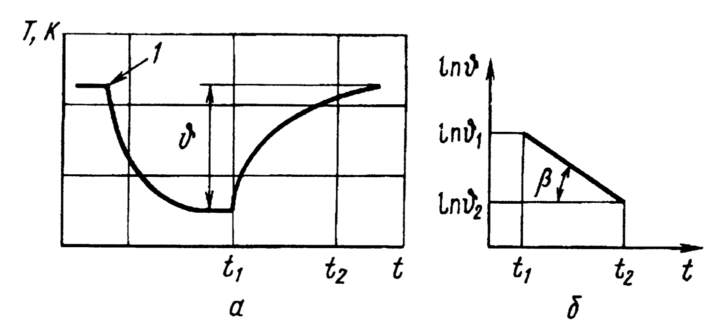


Рис. 10.8. Исследование теплоотдачи методом регулярного теплового режима:
а – график изменения температуры вставки в зависимости от времени; *б* – график изменения логарифмов избыточных температур в зависимости от времени

закону прогрева тел. Темп нагрева вставки

$$m = (\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2)/\Delta t,$$

где Δt — время изменения избыточной температуры ϑ тела, определяемое экспериментально.

В опытах вставку *1* выводят из стационарного теплового режима впрыском в поток какой-либо охлаждающей смеси (чаще всего спиртово-воздушной). После охлаждения вставки в момент t_1 (рис. 10.8, *а*) подача охладителя резко прекращается и начинается регулярный режим ее прогрева, продолжающийся до момента t_2. На рис. 10.8, *б* дан график изменения натуральных логарифмов избыточных температур ϑ в зависимости от времени. График имеет вид прямой линии, тангенс угла наклона которой β к оси времени равен m.

Коэффициент теплоотдачи связан с темпом нагрева формулой

$$\alpha = mcG/(\psi F),$$

где c — удельная теплоемкость материала вставки; G — масса вставки; ψ — коэффициент неравномерности поля температур (определяют по таблицам или экспериментально; если $\mathrm{Bi} \leq 0{,}1$, то $\psi \approx 1$); F — площадь поверхности нагрева вставки.

Метод регулярного теплового режима прост при обработке опытных данных, дает достаточную для практических целей точность и сравнительно нетрудоемок. Он удобен при исследовании

теплоотдачи на неподвижных и на вращающихся деталях: паразитная ЭДС токосъемника практически не снижает точность метода, поскольку измеряют не сами температуры, а их разности. При установке датчика на вращающийся объект необходимо обеспечить прочность его заделки в стенку.

Метод дает усредненное по поверхности значение коэффициента теплоотдачи (диаметр вставки 3...5 мм), поэтому он пригоден для относительно крупных деталей. Предельная относительная погрешность метода обычно не превышает 25 %.

Находят также применение методы исследования теплоотдачи, основанные на *аналогии процессов теплообмена и массообмена.* При этом в качестве массообменной поверхности используют, например, нафталин. Интенсивность уноса массы нафталина с исследуемой поверхности с приемлемой точностью характеризует распределение коэффициентов теплоотдачи на ней.

При экспериментальных исследованиях коэффициентов теплоотдачи в *нестационарных условиях* непосредственное измерение тепловых потоков затруднительно. Поэтому их определяют косвенно, на основе измерения температуры в зависимости от времени в нескольких точках тела или температуры специальных датчиков, заделанных в исследуемую поверхность. Коэффициент теплоотдачи на поверхности далее рассчитывают, решая обратную задачу теплопроводности. В отличие от прямых, обратные задачи теплопроводности относят к типу так называемых некорректно поставленных задач. Решение таких задач часто приводит к неустойчивости получаемых результатов.

На практике используют ряд методов экспериментального определения коэффициентов теплоотдачи в нестационарных условиях: экспоненциальный метод (определение теплового потока при малых значениях числа Био), метод последовательных интервалов, метод неопределенных коэффициентов, метод средней температуры, метод поверхностных точек и др. Однако практическое их использование для исследования нестационарной теплоотдачи в деталях ГТД затруднительно вследствие ряда ограничений, присущих этим методам. Для исследования теплоотдачи в высокотемпературных ГТД предложены и реализованы на практике методы, учитывающие специфику работы деталей на нестационарных режимах.

Для определения нестационарных коэффициентов теплоотдачи со стороны газа по обводу профиля сопловой лопатки ученые Уфимского государственного авиационного технического университета

использовали метод, основанный на численном итерационном решении нелинейной обратной задачи теплопроводности в одномерной постановке с реализацией неявного конечно-разностного алгоритма на ЭВМ. В основу алгоритма положен метод элементарных балансов Ваничева. Для реализации одномерного подхода на характерных участках тонкостенной лопатки выполняли пазы с небольшими перемычками, чтобы выделенные участки лопатки имитировали вырезку из пластины. Для повышения точности проводили сглаживание опытных данных с помощью сплайн-аппроксимации экспериментально полученных температур гладкими функциями.

Методика определения нестационарных коэффициентов теплоотдачи позволяет учесть зависимость теплофизических свойств материала (теплопроводности и удельной теплоемкости) от температуры.

Для исследования теплоотдачи в нестационарных условиях на поверхностях турбинных лопаток применяют также решение обратной задачи теплопроводности методом подбора (проб) с использованием аналоговых устройств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Богомолов Е.Н.* Рабочие процессы в охлаждаемых турбинах газотурбинных двигателей с перфорированными лопатками. М.: Машиностроение, 1987.

2. *Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К.* Эксергетический метод и его приложение. М.: Энергоатомиздат, 1988.

3. *Васильев Л.Л.* Теплообменники на тепловых трубах. Минск: Наука и техника, 1987.

4. *Дрейцер Г.А., Калинин Э.К., Ярхо С.А.* Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990.

5. *Дыбан Е.П., Мазур А.И.* Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел. Киев: Наукова думка, 1982.

6. *Зысина-Моложен Л.М., Зысин Л.В., Поляк М.П.* Теплообмен в турбомашинах. Л.: Машиностроение, 1974.

7. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975.

8. *Кейс В.М., Лондон А.Л.* Компактные теплообменники. М.–Л.: Энергоатомиздат, 1982.

9. *Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И.* Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985.

10. Леонтьев А.И. Газодинамический метод энергоразделения потоков // Теплофизика высоких температур. 1997. Т. 35. № 1. С. 157–159.

10. *Локай В.И., Максутова М.К., Стрункин В.А.* Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1991.

12. *Манушин Э.А.* Системы охлаждения турбин высокотемпературных двигателей // Итоги науки и техники. М.: ВИНИТИ, 1980.

13. *Манушин Э.А., Суровцев И.Г.* Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок: Учеб. пособие / Под ред. Н.Н. Малинина. М.: Машиностроение, 1990.

14. *Мигай В.К.* Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1986.

15. *Основы* проектирования турбин авиадвигателей / А.В. Деревянко, В.А. Журавлев, В.В. Зикеев и др. Под ред. С.З. Копелева. М.: Машиностроение, 1988.

16. *Репухов В.М.* Теория тепловой защиты стенки вдувом газа. Киев: Наукова думка, 1980.

17. *Слитенко А.Ф., Копелев С.З.* Конструкция и расчет систем охлаждения ГТД. Харьков: Основа, 1994.

18. *Справочник* по теплообменным аппаратам / Под ред. О.Г. Мартыненко. Перевод с англ. Т. 2. М.: Энергоатомиздат, 1987.

19. *Теория* и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов / Ю.С. Елисеев, Э.А. Манушин, В.Е. Михальцев и др. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.

20. *Теория* тепломассообмена: Учебник для технических университетов и вузов / С.И. Исаев, И.А. Кожинов, В.И. Кофанов и др. Под ред. А.И. Леонтьева. 2-е изд., испр. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.

21. *Тепловая* защита лопаток турбин / Б.М. Галицейский, В.Д. Совершенный, В.Ф. Формалев, М.С. Черный / Под ред. Б.М. Галицейского. М.: Изд-во МАИ, 1996.

22. *Тепловая* защита стенок плазмотронов / А.И. Леонтьев, М.И. Осипов, Э.П. Волчков и др. Новосибирск: ИТФ, 1995.

23. *Теплообменные* устройства газотурбинных и комбинированных установок: Учеб. пособие / Н.Д. Грязнов, В.М. Епифанов, В.Л. Иванов,Э.А. Манушин. / Под ред. А.И. Леонтьева. М.: Машиностроение, 1985.

24. *Теплопередача* в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей / В.И. Локай, М.Н. Бодунов, В.В. Жуйков, А.В. Щукин. М.: Машиностроение, 1993.

25. *Хаузен Х.* Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. М.: Энергоиздат, 1987.

26. *Bejan A.* Entropy generation through heat and fluid flow. – New York: A Willey Interscience Publication, 1994.

27. *Shaltens R.K., and Mason L.S.* 800 Hours of Operational Experience from a 2 kW Solar Dynamic System // Reports of the Space Technology and Applications International Forum 1999. – The American Institute of Physics. 1999. CP 458, pp. 1426–1431.

Предметный указатель

ОГЛАВЛЕНИЕ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ “САЛЮТ”

ФГУП ММПП “Салют” свою историю ведет с 1912 года — начала серийного производства авиационных двигателей в России. Сначала на заводе производилась сборка двигателей “Гном” мощностью 80 л. с., готовые детали и узлы поставлялись из Франции.

В начале 1920-х годов на заводе освоено производство первых отечественных двигателей М-4 и М-5 мощностью до 400 л. с., предназначенных для истребителей И-1, И-2, самолетов-разведчиков Р-1, Р-2, МР-1, бомбардировщиков ТБ-1. С 1934 года началось производство двигателя АМ-34— одного из лучших в мире— конструкции А.А. Микулина

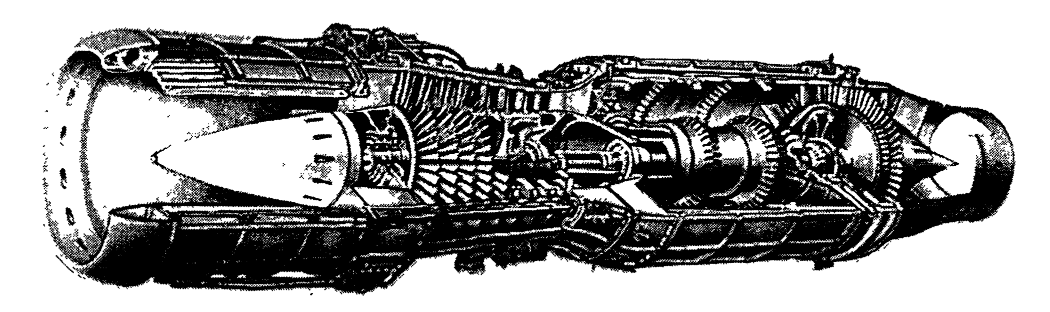
В период расцвета отечественной авиации 12 выдающихся летных достижений совершено на самолетах, оснащенных двигателями завода.

В годы Великой Отечественной войны завод выпускал двигатели АМ-38 для самолетов ИЛ-2. Более 10000 самолетов ИЛ-2 было оснащено двигателями завода.

Послевоенный период — время освоения производства воздушно-реактивных двигателей. Уже в 1947 году началось производство первого отечественного двигателя ТР-1 конструкции А.М. Люльки, а с 1948 — двигателя ВК-1 конструкции В.Я. Климова для самолетов МИГ-15бис, МИГ-17, ИЛ-28, ТУ-14. Мощная производственная база предприятия позволила быстро освоить и приступить к серийному выпуску более совершенных двигателей конструкции А.М. Люльки АЛ-7Ф1(1957–1968) для самолетов СУ-7Б, СУ-9, двигателя АЛ-21Ф (1972–1984) для МИГ-23, СУ-17, СУ-24, двигателей АЛ-31, АЛ-31Ф (с 1984) для СУ-27, двигателей Р-15Б-300 (1965–1986) конструкции С.К. Туманского — для МИГ-25. Осваивалось производство двигателей Д-436Е1 для самолетов ТУ-334, АН-74 и ТВД-1500 для АН-38, С-80, Рд-600 для вертолетов КА-62, а также Д-27 для АН-70, АН-180, Бе-42.

Предприятие осуществляет сервисное обслуживание двигателей АЛ-31Ф/ФН, АЛ-55, ремонт двигателей АЛ-21Ф, изготовление узлов и деталей для двигателей Д-436Т, Д-27.

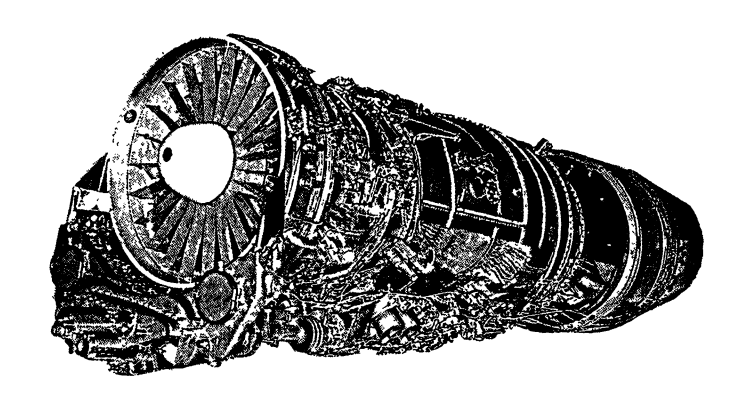
Высокое качество изделий предприятия базируется на использовании высокотехнологичного производства, в том числе вакуумного литья по выплавляемым моделям, литья с ориентированным расположением зерен,



Первый отечественный турбореактивный двигатель ТР-1 конструкции А.М. Люльки (1947)

монокристаллического литья. Предприятие изготавливает и ремонтирует различное технологическое оборудование.

ФНПЦ ММПП "Салют" является базовым предприятием по разработке и внедрению новых технологических процессов совместно с ведущими научными центрами и институтами — ВИАМ, ЦИАМ, НИИД, МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАТИ, МАИ и др. На предприятии действует Институт целевой подготовки, студенты многих ВУЗов проходят производственную практику в КБ и цехах предприятия.



Двухконтурный двигатель АЛ-31Ф

Основные технические данные

Максимальная тяга	12500 кгс
Максимальный удельный расход топлива	0,67 кг/(кгс(тяга) ч)
Масса	1570 кг
Длина	4,99 м
Максимальный внешний диаметр	1,28 м

Федеральное государственное унитарное предприятие ММПП "Салют" — первое и крупнейшее в России предприятие по разработке и производству газотурбинных двигателей. Предприятие обеспечивает комплектную поставку ГТУ после конверсионной переработки авиационных воздушно-реактивных двигателей АЛ-21, снятых с эксплуатации. Организация и сроки проведения работ устанавливаются контрактами — договорами, по которым ММПП "Салют":

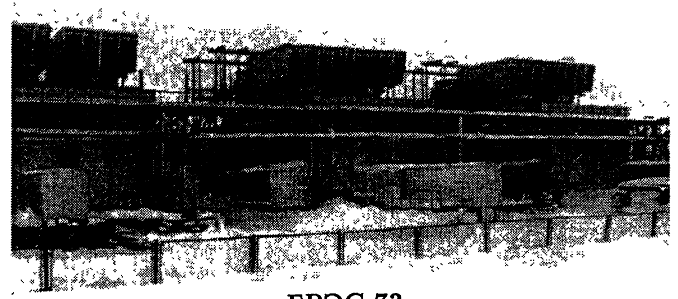
ремонтирует поставляемые заказчиком двигатели;

дорабатывает и доукомплектовывает их в соответствии с оговоренной комплектацией СГТУ.

Отделение "Промышленные ГТУ" ММПП "Салют" — это оснащенный самыми современными средствами автоматического проектирования лопаточных машин коллектив опытных профессионалов. На основе тесного сотрудничества с ведущими научными школами России и специалистами структурных производственных подразделений завода создаются изделия передового мирового уровня.

Газотурбинные электростанции производства ММПП "Салют"

Наименование	Мощность, МВт	Энергетический КПД, %	Общетехнический ресурс силовой турбины, ч	Состояние поставки	Сервисное обслуживание
Газотурбинные электростанции простого цикла	12,5; 16 и 20	32—35	100000	Под ключ	+
Малоразмерные электростанции с регенеративным циклом	2, 4, 6, 8 и 10	Более 40	100000	Под ключ	+
Электростанции по циклу STIG с конденсатором за котлом	16, 25, 69, 120 и выше	Более 50	100000	Под ключ	+



ГРЭС-72

СТАЦИОНАРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ "САЛЮТ"

Стационарная газотурбинная установка (СГТУ) является конверсионным вариантом высокоэффективного авиационного воздушно-реактивного двигателя и предназначена для использования в качестве привода агрегатов газоперекачивающих станций, а также силовой установки электростанций блочного типа. Может эксплуатироваться в различных географических и климатических условиях, в местах любой степени урбанизации. Установка состоит из двух основных блоков: газогенератора и силовой турбины, монтируемых последовательно на единой раме. Газогенератор и силовая турбина соединены переходным диффузором. Вал силовой турбины через коллектор выхлопных газов выведен назад к месту соединения с валом генератора переменного тока. На установочной раме расположены основные, обеспечивающие эксплуатацию, установки системы. Выхлопные газы поворачиваются в коллекторе на 90° по отношению к оси установки и, таким образом, обеспечивается общепринятый и надежный способ эвакуации отработанных газов — вертикальный.

Основные технические данные

Номинальная мощность, МВт	20,0
Термический КПД, %	31,5
Частота вращения ротора силовой турбины, мин$^{-1}$:	
в составе электростанции	3000
в составе газоперекачивающего агрегата	5560
Используемое топливо	газ, керосин
Расход воздуха, кг/с	99,5
Эмиссия (газ):	
NO_x, мг/м^3	< 50

Назначенный ресурс:	
газогенератора, ч	20000
силовой турбины, ч	100000
Уровень шума, дБ (на расстоянии 1 м от установки)	< 80

Комплект поставки

Станция маслоснабжения силовой турбины
Воздухоочиститель масляный
Устройство воздушного охлаждения масла
Устройство охлаждения воздуха
Комплект приборов, агрегатов и сборочных единиц для газогенератора и силовой турбины
Комплект маслобаков
Комплект инструментов и монтажных принадлежностей
Комплект запасных частей газогенератора и силовой турбины – одиночный.
Срок поставки 6 месяцев с момента проведения авансовых платежей.

Свободная турбина для семейства газогенераторов АЛ-21, изд. 55, ДЖ59 предназначена для использования в качестве привода генераторов переменного тока силовых систем электроэнергетики, теплофикации, а также газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов. Имеет установочные элементы для последовательного, совместного с газогенераторами монтажа на единой силовой раме. Вал турбины через газовый коллектор соединен с электрогенератором.

Основные технические данные

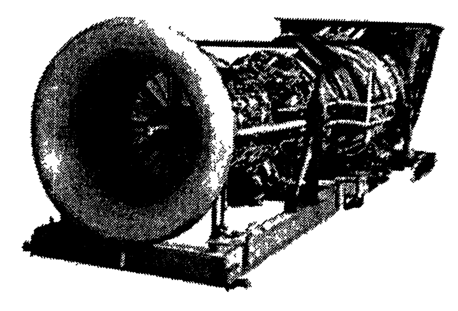
Номинальная мощность, МВт	20,0
Расход рабочего тела, кг/с	100,0
Температура газа на выходе, °С	< 400,0
Число оборотов, мин$^{-1}$:	
для электростанций	3000
для газоперекачивающих агрегатов	5560
Назначенный ресурс, ч	> 100000

Парогазовый энергоблок (новая разработка) мощностью 60–120 МВт предназначен для систем электроэнергетики и теплофикации. Силовая часть энергоблока конструктивно выполнена по традиционной схеме. На единой раме смонтированы газогенератор и силовая турбина, вал которой через газовый коллектор выведен к месту соединения с генератором переменного тока.

В энергоблоке реализуется парогазовый цикл с подачей пара в проточную часть газовой турбины и улавливанием воды в выхлопном устройстве. Блок ГТУ надстроен паровым котлом-утилизатором, рассчитанным на два уровня давления пара. Пар высокого давления (90 кг/см^2 и 600 °C) является рабочим телом паровой турбины, работающей совместно с турбиной компрессора газогенератора. Пар низкого давления используется для охлаждения элементов проточной части установки. Парогазовая смесь охлаждается в котле-утилизаторе до 90 – 100 °C, а затем направляется в контактный конденсатор, где пар конденсируется при температуре 40 – 45 °C. Конденсат направляется в рабочий термогазодинамический цикл энергоблока.

Основные технические данные

Номинальная мощность,МВт	60–120
Термический КПД, %	$> 52,0$
Частота вращения ротора силовой турбины, мин$^{-1}$	3000
Топливо	природный газ
Паропроизводительность системы высокого давления, кг/ч	50000
Температура, °C	530
Давление, бар	85
Паропроизводительность системы низкого давления, кг/ч	4000
Температура, °C	200
Давление, бар	6,0
Отпуск теплоты, МВт	59,0
Назначенный ресурс силовой турбины, ч	> 100000
Эмиссия (газ) NO_x, мг/м^3	< 10
Уровень шума, дБ (на расстоянии 1 м от установки)	$< 80,0$



ГТУ89-СТ-20

Учебное издание

Иванов Вадим Леонидович
Леонтьев Александр Иванович
Манушин Эдуард Анатольевич
Осипов Михаил Иванович

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК

Редактор *Л.Н. Власенко*
Художник *С.С. Водчиц*
Корректоры *Е.В. Авалова, О.Ю. Соколова*
Компьютерная верстка *В.И. Товстоног*

Оригинал-макет подготовлен
в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана

Подписано в печать 20.06.2004.
Формат 70x100/16. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Гарнитура Computer Modern. Печ. л. 37. Усл. печ. л. 48,1. Уч.-изд. л. 48,5.
Тираж 1000 экз. Заказ № 10681

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5.

Отпечатано с оригинал-макета в ГУП ППП "Типография "Наука".
121099, Москва, Шубинский пер., 6.

ISBN 5-7038-2138-X

